

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE-CONCENTRATION GÉNIE MÉCANIQUE

PAR
Abdelhadi MAHROUK

ÉTUDE DES PERFORMANCES DE TRIBOLOGIE DES COMPOSITES ET NANO-
COMPOSITES DE FIBRES NATURELLES À BASE DE POLYÉTHYLÈNE (PE) :
APPLICATION AUX ENGRENAGES POUR L'ÉVALUATION DES
PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES

Mars 2019

Université du Québec à Trois-Rivières

Service de la bibliothèque

Avertissement

L'auteur de ce mémoire ou de cette thèse a autorisé l'Université du Québec à Trois-Rivières à diffuser, à des fins non lucratives, une copie de son mémoire ou de sa thèse.

Cette diffusion n'entraîne pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits de propriété intellectuelle, incluant le droit d'auteur, sur ce mémoire ou cette thèse. Notamment, la reproduction ou la publication de la totalité ou d'une partie importante de ce mémoire ou de cette thèse requiert son autorisation.

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES

ÉTUDE DES PERFORMANCES DE TRIBOLOGIE DES COMPOSITES ET NANO-COMPOSITES DE FIBRES NATURELLES À BASE DE POLYÉTHYLÈNE (PE) : APPLICATION AUX ENGRENAGES POUR L'ÉVALUATION DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES

Ce mémoire a été dirigé par :

Demagna Koffi, Ing, Ph.D., directeur de recherche, Professeur Université du Québec à Trois-Rivières

Jury d'évaluation du mémoire :

Demagna KOFFI, Ing, Ph.D., directeur de recherche, Professeur Université du Québec à Trois-Rivières.

Lotfi TOUBAL, Ing, Ph.D., Professeur Université du Québec à Trois-Rivières.

Said RECHAK, Ing, Ph.D., Professeur au département de génie Mécanique à l'École Nationale Polytechnique d'Alger, Algérie.

DÉDICACE

AU NOM D'ALLAH LE TOUT MISÉRICORDIEUX, LE TRÈS MISÉRICORDIEUX !

Du fond de mon cœur, je dédie ce travail à tous ceux qui sont chers, malgré la distance, vous êtes toujours dans mon cœur. Je vous remercie pour votre affection si sincère.

À ma très chère mère Wahiba BOUSSALEM, honorable, aimable : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études. Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte. Je te dédie ce travail en témoignage de mon profond amour. Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

À mon cher Père El-Hadj Younes MAHROUK, aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien-être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation. Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

À mes très chères frères et sœurs Widad, Roqaya, Souhaila, Assia, Mouaadh, Abdellah, Mohammed, et Amina. Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous tous et toutes. Je vous dédie ce travail avec tous mes vœux de bonheur, de santé et de réussite.

À ma cher Rayane, merci énormément pour ton soutien plus que précieux, merci pour ton grand cœur toutes vos qualités qui seraient trop longues à énumérer. Ma vie ne serait pas aussi magique sans ta présence et ton amour. Je t'aime de tout mon cœur.

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de recherche le docteur Demagna KOFFI, Professeur titulaire au département de génie mécanique qui m'a recruté pour travailler sur ce sujet et ma soutenue pendant toutes les étapes de réalisation de ce travail de recherche.

Je remercie aussi en particulier Lotfi TOUBAL, professeur du Laboratoire de Mécanique et Éco-Matériaux (LMEM), pour son sens d'écoute, sa disponibilité et ces conseils précieux.

Je remercie également l'Université du Québec à Trois-Rivières UQTR et la Fondation de l'UQTR pour le soutien financier qui m'a aidé à réaliser ce mémoire.

Je remercie aussi le Centre de Recherche sur les Matériaux Lignocellulosiques (CRML), tous les employés de centre qui m'ont aidé pour la fabrication des éprouvettes, je cite en particulier la technicienne en fabrication mécanique Isabelle BOULAN.

Je remercie aussi Jonathan ST-Arnaud, ingénieur de l'École d'ingénierie de l'UQTR pour sa collaboration et son soutien technique.

Je n'oublie pas bien évidemment de remercier mes amis ; Mourad Aimeur, Ahcene, Hassan, Bilal, Abderahmane, Kekeli et Agbelenko Koffi.

RÉSUMÉ

L'utilisation des engrenages en composites de thermoplastique est préférable pour certaines applications où la charge et la température de fonctionnement sont relativement faibles ; les engrenages en polymère renforcé par des fibres présentent souvent les meilleures performances par rapport à ceux fabriqués seulement en polymère.

Cette étude porte sur le comportement d'usure des engrenages en composites, pour cela des essais expérimentaux ont été effectués sur des éprouvettes sous forme d'engrenages cylindriques à denture droite et des disques normalisés. Ces derniers ont été fabriqués en polyéthylène HDPE renforcé par des fibres de bouleau. Des essais de simulation de contact de roulement/glissement des disques et de fonctionnement réel des engrenages ont été effectués à sec. Les mesures de perte de masse, de perte de couple, de la température dans la zone de contact et le coefficient de frottement ont été enregistrées afin de mieux étudier les performances tribologiques.

Les résultats obtenus lors d'essais sur engrenages et ceux obtenus lors des essais de simulation de contact de roulement / glissement combiné à double disque sont comparés tels que la perte de masse et l'augmentation de la température dans la zone de contact. Les résultats de l'évolution de coefficient de frottement en fonction de taux de glissement et la charge ont été présentés, la variation de perte de couple des engrenages a été analysée. La comparaison des résultats des deux configurations d'essais tente d'expliquer la relation entre la perte de couple et l'usure des engrenages en composites, afin d'essayer de mettre au point une méthode d'évaluation des performances énergétiques des engrenages via les essais de tribologie normalisés.

ABSTRACT

The use of thermoplastic composite gears is suitable for certain applications where the load and the operating temperature are relatively low. the fiber-reinforced polymer gears often have better performance compared with those made only of polymer.

This study addresses the composite gears' wear behavior, for which experimental tests have been carried out on specimens (test pieces) in form of spur gears and standard discs. The latter were made of HDPE polyethylene reinforced with birch fibers. Simulations of rolling / sliding contact of the discs, also actual operation of the gears were carried out dry. Measurements of loss of mass, loss of torque, temperature in the contact zone and coefficient of friction were recorded to better study the tribological performances.

The results obtained during gear tests and those obtained during combined double disc rolling / sliding contact simulation tests are compared, such as mass loss and temperature increase in the contact area. The results of the evolution of coefficient of friction as a function of sliding rate and load were presented, the variation of gear torque loss was analyzed too. The comparison of the results of both two test configurations tries to explain the relationship between the torque loss and the wear of composite gears, in order to develop a method of evaluation of the energetic performances of gears via the tests of standardized tribology.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	IV
REMERCIEMENTS.....	V
RÉSUMÉ	VI
ABSTRACT	VII
TABLE DES MATIÈRES.....	VIII
LISTE DES FIGURES	XII
LISTE DES TABLEAUX.....	XV
LISTE DES ACRONYMES, DES SYMBOLES ET DES SIGLES.....	XVI
NOMENCLATURE	XVII
CHAPITRE I - INTRODUCTION	18
<i>I.1 Mise en contexte</i>	18
<i>I.2 Problématique</i>	21
<i>I.3 Objectifs</i>	23
<i>I.4 Composition du mémoire</i>	25
CHAPITRE II - RECENSION DES ÉCRITS ET CADRE THÉORIQUE.....	26
<i>II.1 CADRE THÉORIQUE</i>	27
II.1.1 Les matériaux pour engrenages.....	27
II.1.1.1 Caractéristiques et fonctionnalités requises.....	27
II.1.1.2 Compositions	29
II.1.1.2.1 Matrice (liant)	30

II.1.1.2.2	Renfort (Fibres naturelles)	33
II.1.1.2.3	Charges et additifs (Agents de couplage)	36
II.1.1.3	Élaboration des matériaux composites pour engrenages	36
II.1.2	Tribologie des matériaux pour engrenages	37
II.1.2.1	Circuit tribologique.....	39
II.1.2.2	Frottement.....	40
II.1.2.2.1	Aspects théoriques du frottement	41
II.1.2.2.2	Coefficients de frottement	41
II.1.2.3	Usure.....	41
II.1.2.3.1	Usure adhésive.....	42
II.1.2.3.2	Usure abrasive.....	43
II.1.2.3.3	Usure par fatigue.....	44
II.1.2.3.4	Usure par réaction tribochimique (corrosive).....	44
II.1.2.3.5	Usure en fretting	45
II.1.2.3.6	Usure érosive	45
II.1.2.4	Mécanismes d'usure et dégradation des surfaces	46
II.1.2.5	Procédures d'essais de frottement et d'usure d'engrenages	46
II.1.2.6	Influence de comportement thermique	48
II.2	<i>RECENSION DES ÉCRITS</i>	49
CHAPITRE III -	MÉTHODOLOGIE.....	57
III.1	<i>Préparation des matériaux et fabrication des éprouvettes</i>	<i>57</i>
III.1.1	La matrice polymère	57
III.1.2	La fibre de renfort	57

III.1.3	Agent de couplage.....	58
III.1.4	Préparation des mélanges.....	58
III.1.5	Fabrication des éprouvettes (engrenages, disques normalisés).....	60
III.2	<i>Étude expérimentale</i>	63
III.2.1	Essais sur engrenages.....	64
III.2.1.1	Principe de fonctionnement.....	64
III.2.1.2	Plan d'expérience.....	66
III.2.1.3	Acquisition des données de banc à engrenages.....	67
III.2.1.3.1	Mesure d'usure.....	67
III.2.1.3.2	Mesures de couple.....	67
III.2.1.3.3	Mesures thermiques.....	67
III.2.2	Essais de tribologie normalisés.....	68
III.2.2.1	Principe de fonctionnement.....	68
III.2.2.2	Plan d'expérience.....	70
III.2.2.3	Acquisition des données.....	72
CHAPITRE IV -	ANALYSE ET DISCUSSION DES RÉSULTATS	74
IV.1	<i>INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS</i>	74
IV.1.1	Résultats des essais sur banc à engrenages.....	74
IV.1.1.1	Perte de masse.....	74
IV.1.1.2	Perte de couple et l'échauffement des engrenages.....	82
IV.1.1.3	Comportement thermique des engrenages.....	88
IV.1.2	Résultats des essais de tribologie normalisés.....	96
IV.1.2.1	Perte de masse.....	96

IV.1.2.2	Comportement thermique des disques normalisés.....	103
IV.1.2.3	Coefficient de frottement.....	110
<i>IV.2</i>	<i>ÉCHELLE DE MESURE DES PERFORMANCES</i>	<i>116</i>
IV.2.1	Échauffement	116
IV.2.2	Usure	116
IV.2.3	MESURE DE LA PERFORMANCE COMBINÉE	117
<i>IV.3</i>	<i>ÉLABORATION DE MODELE DE RELATION ENTRE LE RENDEMENT ET LES PERFORMANCES DE TRIBOLOGIE</i>	<i>118</i>
<i>IV.4</i>	<i>DISCUSSION</i>	<i>120</i>
CHAPITRE V -	CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	122
<i>V.1</i>	<i>RÉCAPITULATION</i>	<i>122</i>
<i>V.2</i>	<i>CONCLUSIONS</i>	<i>123</i>
<i>V.3</i>	<i>RECOMMANDATIONS ET PERSPECTIVES DE LA RECHERCHE</i>	<i>124</i>

LISTE DES FIGURES

Figure I-1. Croissance de la production mondiale de matières plastiques 2002-2015 en millions de tonnes. Adapté de [1]	19
Figure II-1. Association de deux ou plusieurs matériaux	30
Figure II-2. Plastiques couramment utilisés et leur biodégradabilité. Adapté de [18]	31
Figure II-3. Distribution en % des applications mondiales en PE. Adapté de [20]	33
Figure II-4. Classification des fibres naturelles [25, 26]	36
Figure II-5. Modes d'endommagement des engrenages en plastique. Adapté de [8]	38
Figure II-6. Système tribologique d'engrenage	39
Figure II-7. Schémas des différents type de contact tribologiques [30]	42
Figure II-8. Comparaisons entre les températures de surface prédites et mesurées [5].	53
Figure III-1. a) HDPE, b) Fibres de bouleau, c) Maléate de polyéthylène.....	58
Figure III-2. a) HDPE, b) HDPE+10F.B, c) HDPE+20F.B, d) HDPE+30%F.B, e) HDPE+40%F.B.....	59
Figure III-3. Différents engrenages cylindriques à denture droite fabriqués pour l'étude.....	62
Figure III-4. Échantillons des disques normalisés fabriqués pour cette étude.....	63
Figure III-5. a) Le montage de banc a engrenages, b) Caméra thermique utilisée et les engrenages peints en noir	65
Figure III-6. Schéma de principe de banc à engrenages	66

Figure III-7. La machine d'essai de friction et d'usure multi-usage TE53 de PLINT PARTNER	69
Figure III-8. Représentation de principe du mesure du coefficient de frottement ..	69
Figure III-9. Séquence d'essais de roulement / glissement programmé sur le TE53	71
Figure IV-1. Évolution de la perte de masse des engrenages à une vitesse de rotation de 500 tr/min	76
Figure IV-2. Évolution de la perte de masse des engrenages à une vitesse de rotation de 1000 tr/min	79
Figure IV-3. Évolution de la perte de masse des engrenages à une vitesse de rotation de 1500 tr/min	81
Figure IV-4. La perte de couple lorsque le couple initial est de 2 N.m	84
Figure IV-5. La perte de couple lorsque le couple initial est de 4 N.m	85
Figure IV-6. La perte de couple lorsque le couple initial est de 5 N.m	85
Figure IV-7. La perte de couple lorsque le couple initial est de 6 N.m	86
Figure IV-8. Comparaison quantitative de la perte de couple F_{rac}.....	87
Figure IV-9. Comportement thermique des engrenages en HDPE	89
Figure IV-10. Comportement thermique des engrenages en HDPE+10% fibres de bouleau	90
Figure IV-11. Comportement thermique des engrenages en HDPE+20% fibres de bouleau	91
Figure IV-12. Comportement thermique des engrenages en HDPE+30% fibres de bouleau	93
Figure IV-13. Comportement thermique des engrenages en HDPE+40% fibres de bouleau	94

Figure IV-14. Comparaison quantitative du comportement thermique des engrenages en HDPE renforcé par différents pourcentages de fibres de bouleau...	95
Figure IV-15. Évolution de la perte de masse des disques normalisés à 238 N	98
Figure IV-16. Évolution de la perte de masse des disques normalisés à 287 N	100
Figure IV-17. Évolution de la perte de masse des disques normalisés à 336 N	102
Figure IV-18. Comportement thermique des disques en HDPE	104
Figure IV-19. Comportement thermique des disques en HDPE+10% de fibres de bouleau	105
Figure IV-20. Comportement thermique des disques en HDPE+20% fibres de bouleau	106
Figure IV-21. Comportement thermique des disques en HDPE+30% fibres de bouleau	107
Figure IV-22. Comportement thermique des disques en HDPE+40% fibres de bouleau	108
Figure IV-23. Comparaison quantitative du comportement thermique des disques en HDPE renforcé par différents pourcentages de fibres de bouleau.....	109
Figure IV-24. Évolution de coefficient de frottement à $S = 1.79\%$.....	110
Figure IV-25. Évolution de coefficient de frottement à $S = 5.13\%$.....	111
Figure IV-26. Évolution de coefficient de frottement à $S = 10.53\%$.....	112
Figure IV-27. Évolution de coefficient de frottement à $S = 22.22\%$.....	113
Figure IV-28. Évolution de la perte de masse en fonction de taux de glissement à une vitesse de rotation de 850 tr/min	114
Figure IV-29. Évolution de la perte de masse en fonction de taux de fibres	115

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II-1. Critères requis pour un matériau d'engrenage	28
Tableau II-2. Caractéristiques des thermoplastiques. Adapté de [19]	32
Tableau II-3. Principaux avantages et inconvénients des fibres végétales	34
Tableau II-4. Exemple de caractéristiques mécaniques pour des fibres végétales et synthétiques. Adapté de [23]	35
Tableau III-1. Propriétés physiques et mécaniques des fibres de bois de bouleau jaune [58]	57
Tableau III-2. Caractéristiques géométriques des roues a denture droite testées ...	61
Tableau III-3. Spécification des disques normalisés pour les tests de tribologie	62
Tableau III-4. Plan d'expérience pour chaque matériau	66
Tableau III-5. Condition de conduites des expériences	70
Tableau III-6. Plan d'expérience pour chaque matériau	71
Tableau IV-1. Différence de poids des engrenages à 500 tr/min	75
Tableau IV-2. Différence de poids des engrenages à 1000 tr/min	78
Tableau IV-3 Différences de poids des engrenages à 1500 tr/min	80
Tableau IV-4. Variation de la température maximale et la perte de couple F_{rac} avec le matériau, le couple initial et la vitesse de rotation	82
Tableau IV-5. Différence de poids des disques à 238 N	97
Tableau IV-6. Différence de poids des disques à 287 N	99
Tableau IV-7. Différence de poids des disques à 336 N	101

LISTE DES ACRONYMES, DES SYMBOLES ET DES SIGLES

UQTR : Université du Québec à Trois-Rivières

CRML : Centre de Recherche sur les Matériaux Lignocellulosique

I² E³ : Institut d'Innovation en Ecomatériaux, Écoproduits et Ecoénergies à base de biomasse

HDPE : Polyéthylène à Haute Densité

NOMENCLATURE

α_d : coefficient de dilatation thermique (K-1)

σ : contrainte (MPa)

T_g : température de transition vitreuse (°C)

T_f : température de fusion (°C)

ρ : Densité

Δm : Perte de masse (g) ou (%)

Z : Nombre de dents

μ : coefficient de frottement

b : Largeur de la surface de dent d'engrenage (mm)

r : Rayon de référence d'engrenage (mm)

r_a : Rayon extérieur d'engrenage (mm)

r_b : Rayon de base d'engrenage (mm)

T : Couple (Nm)

C : Chaleur spécifique

F_{rac} : Couple conservé (%)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

μ_s : Coefficient de frottement statique

μ_k : Coefficient de frottement cinétique (dynamique)

CHAPITRE I - INTRODUCTION

I.1 Mise en contexte

La forte croissance de la demande de nouveaux matériaux de fabrication dans le monde est stimulée par le développement économique rapide, l'augmentation continue de la population mondiale et la richesse croissante depuis les années 50. Cependant, une grande prise de conscience des principaux enjeux de 21^e siècle, il s'agit de l'utilisation la plus durable des ressources naturelles et les outils de production, avec un plus grand respect de l'environnement pour conserver notre planète.

Parmi les matériaux en forte demande, il se trouve les matières plastiques qui ne cessent d'accroître et prendre de l'importance depuis leur découverte, grâce aux multiples caractéristiques avantageuses ; robustes, légères, économiques, etc. ils remplacent de plus en plus les matériaux traditionnels et contribuent à l'amélioration de notre qualité de vie. La matière plastique a occupé une place importante dans la fabrication des pièces dans divers secteurs tels que l'aéronautique, la construction de bâtiments, l'industrie automobile, la bureautique, les électroménagers et d'un nombre impressionnant d'objets de tous les jours.

La production mondiale de matières plastiques a atteint un niveau record de 320 millions de tonnes en 2015, soit l'équivalent de 10,1 tonnes par seconde, consommant 8% environ de la production mondiale de pétrole, approximativement 25 millions tonnes de déchets plastiques sont collectés en Europe chaque année dont seulement 30 % sont recyclés [1].

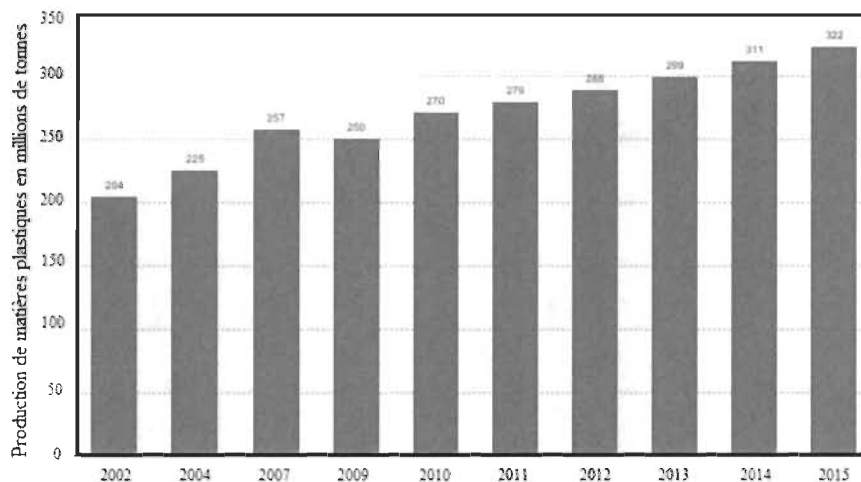


Figure I-1. Croissance de la production mondiale de matières plastiques 2002-2015 en millions de tonnes. Adapté de [1]

Malgré leurs multiples avantages, l'usage intensif de matières plastiques pose des problèmes de développement durable par suite de l'épuisement des ressources pétrolières non renouvelables et de la pollution engendrée. Le marché des polymères est dominé par les matières plastiques de base avec 80 % de matières consommées à base de ressources pétrolières non renouvelables [1]. L'intérêt pour réduire l'impact environnemental des matériaux conventionnels conduit à produire de nouveaux matériaux composites qui peuvent réduire la tension au développement.

Compte tenu des pénuries de pétrole et des pressions pour diminuer la dépendance à l'égard des produits pétroliers, il y a un intérêt croissant à maximiser l'utilisation des matières renouvelables [2].

Contrairement aux réserves de pétrole qui diminuent au fur et à mesure de leur exploitation, les nouveaux matériaux composites (bioplastique) d'origine végétale présentent l'avantage d'être issus de matières premières qui se renouvellent chaque année au rythme des récoltes, ils peuvent être compostables, offrent plus de durabilité et exigent moins d'entretien, ils présentent aussi des caractéristiques mécaniques proches de celles des plastiques conventionnels.

Pour mieux exploiter cette innovation, les recherches dans le domaine des matériaux composites portent sur la création et l'implantation de nouvelles applications plus performantes et économiques, ce qui permet de répondre aux besoins fortement croissants de l'industrie et contribuer à combler les attentes de consommateur. Donc, la tendance actuelle est de remplacer les plastiques conventionnels par les bioplastiques qui sont issus de ressources renouvelables. Le choix des applications de ces matériaux est commandé par leurs multiples caractéristiques propres reconnues qui procurent un avantage par rapport aux matériaux classiques.

Les engrenages en plastique présentent de nombreux avantages dans certaines applications par rapport à ceux en métal. Les engrenages en plastique sont plus légers, plus silencieux, conservent un pouvoir lubrifiant inhérent et résistent à la corrosion [3, 4]. Ils peuvent être produits dans une variété de types, y compris les engrenages coniques, les engrenages coniques décalés, les engrenages coniques à denture hélicoïdale, les engrenages hélicoïdaux, les engrenages cylindriques et autres. Les cames, les cosses, les nervures, les bandes, les arbres et les trous peuvent être moulés dans des engrenages en plastique en une seule opération, ce qui réduit considérablement les coûts de production. Cette polyvalence a ouvert la voie à une liste presque infinie d'applications, notamment : automobile, électroménagers, machines de bureau, robotique [5].

En raison de la maturité relativement récente des engrenages en plastique, de nombreux produits sur le marché utilisent encore des engrenages en acier [6]. En fait, les engrenages en plastique ont toujours eu du mal à éliminer leur stigmatisation négative et leur inquiétude quant à leur utilisation, depuis l'époque où les jouets et autres applications non critiques étaient les seules applications pour les engrenages en plastique. Grâce aux progrès réalisés dans les résines plastiques et les techniques de fabrication, les engrenages en plastique peuvent aujourd'hui être utilisés dans une multitude d'applications cruciales, de la transmission de quantité de couples au positionnement précis des composants critiques dans les dispositifs médicaux [7, 8]. Le plastique offre de nombreux avantages, notamment une flexibilité de conception et des économies de coûts significatives.

le comportement des pièces fabriquées à base de polymère pendant le fonctionnement est différent de celui des matériaux conventionnels [9]. Dans la littérature, plusieurs travaux de recherche portent sur la caractérisation des nouveaux matériaux plastiques en général et composites renforcés par les fibres de verre ou des fibres naturelles pour mieux comprendre le comportement lors de fonctionnement et les phénomènes liés à la défaillance des pièces et éléments de machine en contact [8].

1.2 Problématique

Les polymères sont utilisés dans des applications croissantes en raison de leurs faibles coûts de fabrication. Ils présentent également certains avantages inégalés par les métaux en ce sens que les pièces fabriquées en polymère peuvent être utilisées sans lubrifiant, sont plus légers et moins bruyants.

Les entreprises et les chercheurs sont poussés par les gouvernements et les organismes environnementaux à travers le monde pour développer des matériaux bio-composites alternatifs aux matériaux conventionnels à base de pétrole. Cela, grâce à la sensibilisation du public à l'environnement, au changement climatique et aux ressources limitées en combustibles fossiles.

Par conséquent, l'arrivée permanente au cours des dernières décennies des nouveaux matériaux bioplastiques qui sont constitués de ressources renouvelables a créé des défis difficiles à relever pour valider leurs applications dans les éléments de machines.

Cependant, les polymères sont beaucoup plus sensibles aux influences extérieures telles que la faible résistance à la chaleur, l'intensité et le type de chargement, les radiations et les agents chimiques en plus sont limités à la transmission de mouvement.

La recherche en tribologie est un domaine très important, regroupe trois aspects distincts ; le frottement, l'usure et la lubrification des éléments de machine.

Dans les pays développés :

- Les pertes de masse par frottement et usure représentent entre 3,5 et 4 % du PIB (Produit Intérieur Brut).
- 50% des machines en maintenance à chaque instant à cause de frottement et usure [10].

De jour en jour, il existe un grand intérêt pour le développement des bio-composites à matrice thermoplastique recyclable plutôt que thermodurcissable non recyclable, malgré les limites importantes des performances mécaniques des thermoplastiques. Le Polyéthylène (PE) et le Polypropylène (PP) sont les deux thermoplastiques dérivés du pétrole les plus couramment utilisés dans les composites renforcés avec des fibres naturelles. Le polyéthylène PE est un alternatif potentiel des métaux et des matériaux semblables pour des applications techniques spécifiques telles que les réseaux de transport des fluides sous pression (l'eau potable, le gaz naturel...), les pièces de rechange de fabrication et les éléments de machine.

La grande importance des engrenages pour assurer un rendement optimal de système de transmission ainsi les conditions de fonctionnement varié laissent l'accent ouvert pour le perfectionnement des caractéristiques de matériau de fabrication d'engrenage.

D'après Tsukamoto [11], 85% de la production d'engrenages plastiques est dominée par deux matériaux polymères le Polyoxyméthylène (POM) et le Polyamide (PA). Le reste se compose pour l'essentiel du Polypropylène (PP), du Polytéréphtalate de butylène (PBT) et du Polyétheréthercétone (PEEK) [12].

Malgré qu'ils possèdent des propriétés tribologiques intéressantes, l'utilisation de PE et polyphénylène sulfide (PPS) pour la fabrication des engrenages est faible en raison de leur faible résistance à la chaleur.

Les polymères peuvent être mélangés avec des charges et additifs de renfort (fibres, agents de couplage...) pour améliorer leurs caractéristiques et leur performance et à la fois réduire le coût de fabrication.

Afin d'améliorer les performances des engrenages en polyéthylène, le renforcement par des fibres naturelles est de plus en plus utilisé. Ceci baisse le coût et augmente la résistance de matériau par rapport aux polymères non renforcés, et offre une augmentation potentielle de la performance des engrenages.

Les additifs en petite proportion sont en général utilisés pour améliorer la rhéologie du matériau final. Des stabilisants sont ajoutés pour empêcher le déclenchement de certaines réactions chimiques.

Les aspects de la performance des engrenages polymères ont été étudiés par certains nombres de chercheurs[3-5, 13, 14]. En particulier, la manière dont ces composants s'usent s'est révélée très intéressante. Par conséquent, des efforts ont été déployés pour simuler les conditions de contact existantes lors d'engrènement des engrenages. Les performances en fatigue de certains engrenages de polymère ont également été étudiées séparément. Cependant, jusqu'à récemment, les performances d'usure des engrenages fabriqués à partir de composites à matrice polymère n'étaient pas étudiées de manière systématique. Bien que de tels matériaux aient été étudiés à l'aide de techniques d'usure de disques / galets à deux disques ou disques jumelés, sont rares les études qui ont tenté de comparer directement les résultats de ces études avec ceux des essais d'engrenages.

Ce travail vise à établir le lien entre les essais de fonctionnement simulé des engrenages et les essais analytiques de tribologie de disque sur disque en contact de roulement / glissement combiné.

I.3 Objectifs

Les composites polymères sont de plus en plus utilisés dans l'industrie, notamment pour fabriquer les pièces mécaniques, grâce à leurs nombreux avantages économiques, techniques et environnementaux. Parmi les avantages, on peut citer : la capacité de fonctionner à sec (sans lubrification à la graisse ou l'huile), faible densité, grande résilience et capacité d'amortissement interne ainsi que le faible coût de production, elles peuvent être produites en masse à une fraction du coût par rapport aux engrenages métalliques.

L'étude des performances de tribologie des engrenages en composites est fortement liée à l'aspect économique en raison de la perte de la masse par usure. Malgré de nombreuses études qui portent sur la caractérisation du comportement des engrenages non métalliques, les données disponibles sur les engrenages en polymère composites sont limitées et le champ d'études est considéré encore restreint.

La chaleur générée pendant l'engrènement des engrenages en matières plastiques est considérée comme la cause principale d'endommagement, les plastiques sont sensibles à la température en raison de leur bas point de fusion et de leurs faibles propriétés conductrices, lors du fonctionnement des engrenages la source la plus importante de chaleur est due au glissement de la force de frottement au cours de contact, cette chaleur générée localement reste concentrée et ne se dissipe pas [7]. L'échauffement excessif instantané dans la zone de contact des engrenages en polymères provoque la défaillance par usure excessive, fatigue de flexion à la racine de la dent et / ou fatigue de contact sur le flanc de la dent [8].

Il est important d'évaluer les performances énergétiques des engrenages en polymère composite et d'étudier la résistance à l'usure d'engrenage afin de déterminer les facteurs limitants de l'application.

Ce projet de recherche vise d'une part la mise en œuvre des tests analytiques de tribologie en roulement et glissement combinés sur des éprouvettes normalisées pour l'évaluation des performances tribo-mécaniques et d'autre part la caractérisation à l'aide des essais sur banc à engrenages du comportement en tribologie (usure et frottement) et de la perte de couple en fonctionnement des engrenages.

- Caractériser le comportement tribo-mécanique (échauffement, usure) via des essais analytiques de tribologie sur des éprouvettes (sous forme de disque) en composites de HDPE renforcé par des fibres naturelles (bouleau).
- Effectuer des essais sur banc avec des engrenages en fonctionnement réel simulé pour l'évaluation de la perte de couple et de l'échauffement des engrenages en composites HDPE renforcé par des fibres naturelles (bouleau).

- Vérifier l'effet de taux de fibres sur le comportement en tribologie.
- Comparer les résultats des essais analytiques et les essais sur le banc pour engrenages pour établir le lien qui permettent de mettre une méthode d'évaluation des performances énergétiques des engrenages en évaluant le rendement via les performances tribo-mécaniques.

I.4 Composition du mémoire

Après avoir présenté le contexte de l'étude, défini la problématique et les objectifs de ce travail de recherche dans cette première partie, ce mémoire est composé de quatre autres parties.

La deuxième partie est consacrée à la recension des écrits sur les matériaux composites pour engrenages, leur formulation, leur fonctionnalité, élaboration, propriété, et l'état de l'art sur la tribologie des matériaux polymères et leur composite.

Dans la troisième partie, il est présenté : la méthodologie utilisée pour réaliser les objectifs de cette recherche, la méthode de fabrication de deux formes d'éprouvettes, ainsi que les deux types de montage (Tribomètre TE53, banc pour engrenages) et les plans des essais expérimentaux effectués.

La quatrième partie concerne la présentation sous la forme de tableaux et graphiques des différents résultats d'essais suivis par l'analyse et la discussion des résultats importants.

La cinquième et dernière partie se compose de la récapitulation des travaux effectués, de quelques conclusions extraites, et des recommandations et perspectives.

CHAPITRE II - RECENSION DES ÉCRITS ET CADRE THÉORIQUE

Dans ce chapitre, nous présentons une revue bibliographique et l'état de l'art sur les performances tribologiques des polymères et leur composite. Le chapitre est divisé en trois parties.

La première est consacrée aux matériaux d'engrenages, à leur caractéristique et fonctionnalité requises, les constituants qui les composent et l'interface et élaboration.

La seconde partie est dédiée à la tribologie des matériaux composites, les mécanismes de contact roulement/glissement combiné, le circuit tribologique, les phénomènes thermomécaniques et pertes de couple, et puis les procédures d'essais d'usure, et l'influence de la température sur les performances de tribologie.

La troisième partie une synthèse de littérature. Il ne s'agit pas de présenter ici une étude bibliographique achevée sur les matériaux composites, mais de proposer une synthèse destinée à apporter les éléments nécessaires pour les travaux présentés dans ce mémoire.

L'étude bibliographique a permis de positionner nos travaux de recherches par rapport aux travaux antérieurs traitant la caractérisation des phénomènes de tribologie des éléments de machine au cours de l'utilisation tel que les engrenages.

II.1 CADRE THÉORIQUE

II.1.1 Les matériaux pour engrenages

II.1.1.1 Caractéristiques et fonctionnalités requises

Les engrenages sont des éléments essentiels pour la transmission de mouvement, ils ont pour rôle de transmettre la puissance entre les arbres par contact d'une petite roue dentée le pignon (menant) avec une autre roue (mené), une crémaillère ou une vis sans fin.

Les matériaux de fabrication d'engrenage ont connu une évolution constante depuis l'apparition de machines puissantes et rapides au 19^e siècle. Au début de la révolution industrielle, les engrenages généralement sont fabriqués en métal, mais depuis la mise au point d'un grand nombre de matériaux polymères au 20^e siècle leurs domaines d'application se sont élargis pour inclure les premiers engrenages en plastiques dans les années 50 ; les engrenages en plastiques étaient utilisés généralement dans les cas où la puissance transmise est faible ; grâce à leur performance et une meilleure connaissance de leur comportement et suite au développement de nouveaux matériaux composites, ils sont en constante évolution.

Les recherches sur les engrenages en composites visent principalement à optimiser la durée de vie en limitant le problème d'usure, de corrosion et le niveau de bruit en fonctionnement (qui est un problème classique des pièces frottant sur des solides en mouvement) ; ces deux paramètres dépendent essentiellement du matériau, du chargement, de la lubrification, la géométrie de la denture et sa précision.

Dans le cas des engrenages en plastiques transmettant de la puissance, lorsqu'une dent fléchit sous l'effet de la charge, ceci peut générer une interférence au niveau des dents adjacentes et génère à la fois du bruit et de l'usure [15].

Selon Hirogaki et al. [4] une méthode de conception basée sur les propriétés mécaniques des matériaux d'engrenage est nécessaire afin de construire un système de conception pour les engrenages en composites. Les engrenages composites moulés par injection utilisant des thermoplastiques renforcés de fibres présentent souvent des performances accrues par rapport à ceux fabriqués à partir de polymères non renforcés [3].

Le Tableau I-1 présente une classification diversifiée des critères requis pour le matériau d'engrenage. Il s'agit des critères d'ordre tribologiques, mécaniques, thermiques, physiques, économiques et environnementaux.

Tableau II-1. Critères requis pour un matériau d'engrenage

Critères tribologiques	Critères mécaniques	Critères thermiques
Valeur stabilité du coefficient de frottement Constance du coefficient de frottement Résistance à l'abrasion Non bruyante	Résistance à la traction Compressibilité Résistance à la flexion Résilience	Réfractaire (résiste à de très hautes températures de fonctionnement) Conductivité thermique
Critères économiques	Critères physiques	Critères environnementaux
Faibles coûts des constituants Faible coût de fabrication	Dispersion des constituants Porosité	Sans risque pour la santé Sans risque pour l'environnement Moins de bruit possible

Sous l'effet de la sollicitation mécanique, mais également thermique (chaleur générée au contact), le matériau d'engrenage se dégrade et s'use. Les matériaux d'engrenages doivent assurer un coefficient de frottement faible et constant aux diverses conditions de fonctionnement avec une plage de température acceptable, la conductivité thermique joue un rôle important dans l'amélioration des performances tribologiques ; la faible conductivité thermique des polymères peut générer des températures assez élevées à l'interface [16], la résistance à la dégradation thermique limite la baisse de facteur de frottement lorsque le couple transmis est élevé qui influence la température de la surface [13].

II.1.1.2 Compositions

Un matériau composite est constitué d'au moins deux matériaux qui combinent de manière synergique leurs propriétés spécifiques. Les plastiques se sont développées rapidement dès que les spécialistes en polymère ont disposé des connaissances suffisantes en catalyse et en analyse structurale ; depuis on distingue plusieurs voies de progrès d'origine chimique, portant sur la nature des polymères et sur leur structure. Ces progrès ont pour but de calculer au préalable quelle composition de matériau est la mieux appropriée pour répondre aux applications les plus variées et les plus sévères de l'industrie.

Les engrenages en plastiques sont fabriqués avec des matériaux à matrices polymères, qui contiennent plusieurs composants. Chacun de ces composants contribue à enrichir les propriétés du matériau et à agir sur son comportement mécanique et tribologique. Parmi les principaux facteurs influents ; les performances tribologiques des polymères sont la taille et la concentration des particules au niveau de la microstructure du matériau [17].

En général, la composition des matériaux d'engrenage à matrice polymère se constitue des trois composantes principales : matrice, renforts, charges et additifs (agents de couplage) qui combinent de manière synergique leurs propriétés spécifiques (Figure II-1).

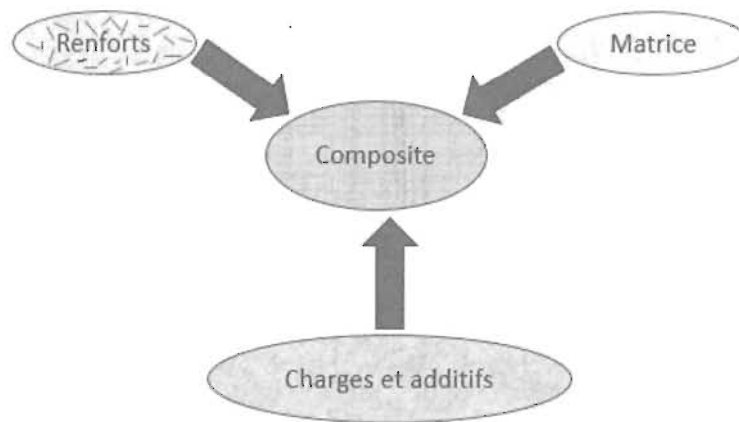


Figure II-1. Association de deux ou plusieurs matériaux

II.1.1.2.1 Matrice (liant)

La résine matricielle thermoplastique c'est la matière de base pour fabriquer les matières plastiques composites provient de composés pétrochimiques ; la forme des composites, l'apparence de la surface, la tolérance environnementale et la durabilité globale sont dominées par la matrice. Les résines sont caractérisées par leur très grande fluidité ou viscosité. Ainsi que les propriétés mécaniques connues de la résine, elle joue le rôle de liant entre les différentes particules qui composent le matériau plastique, contrôlent le comportement dynamique du matériau compte tenu de sa capacité d'amortissement, apporter de l'élasticité au matériau permettant un contact plus grand, avec une meilleure répartition des efforts appliqués à la surface et améliore à la fois la stabilité du frottement et permet également la transmission des efforts mécaniques vers les renforts.

Les matrices actuellement utilisées dans les composites renforcés avec des fibres naturelles dépendent des plastiques à base biologique ou à base de pétrole et aussi de leur biodégradabilité (voir Figure II-2).

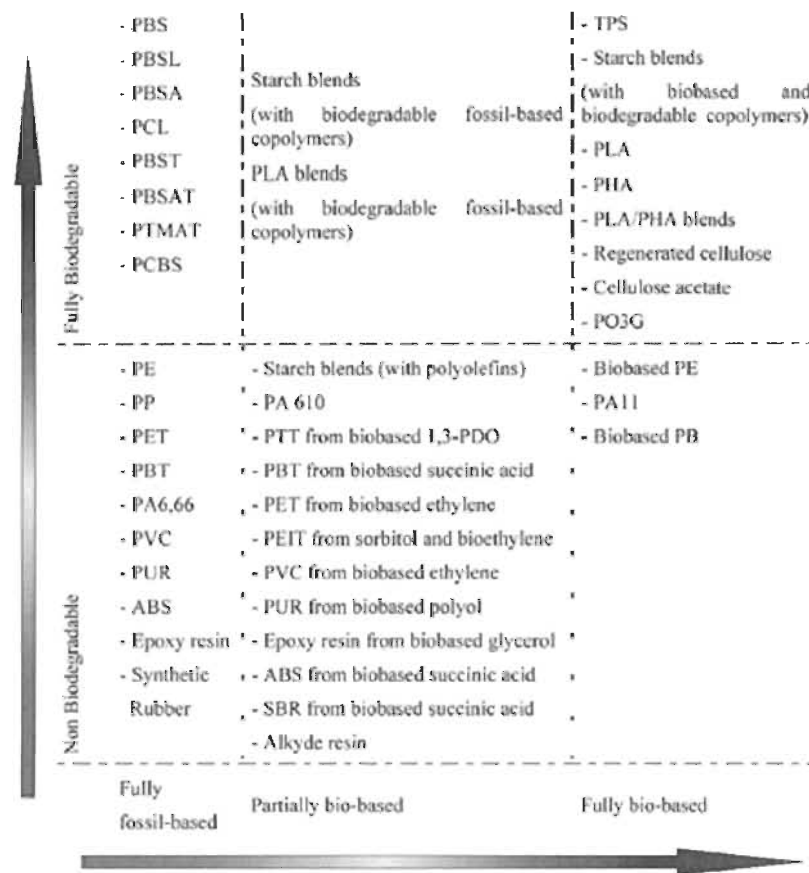


Figure II-2. Plastiques couramment utilisés et leur biodégradabilité. Adapté de [18]

Il existe des polymères naturels (cellulose, caoutchouc, protéine, laine), des polymères synthétiques (polyéthylène PE, polychlorure de vinyle PVC, polystyrène PS, polyéthylène téréphtalate PET...)

Tableau II-2. Caractéristiques des thermoplastiques. Adapté de [19]

Polymère	T _g (°C)	T _f (°C)	Thermoformage (°C)	Densité g/cm ³	σ _t (MPa)	Module d'élasticité (GPa)	α _d a 20°C (10 ⁻⁵ K ⁻¹)
PEHD	-100	125-140	130-205	0,95	28	1,1	3,4-4,0
PVC	75-105	160-220	100-180	1,39	58	2,9	1,7-7,7
PS	90-100	-	130-155	1,05	55	3,2	1,8-2,4
PET	70	255-265	120-170	1,30	47	2,6	-

PEHD : polyéthylène à haute densité

PVC : polychlorure de vinyle amorphe

PS : Polystyrène à l'état amorphe

PET : polyéthylène téréphtalique semi-cristallin

Le Polyéthylène (PE) : Trois principales familles de PE sont définies sur la base de la densité : le HDPE (Polyéthylène à Haute Densité) qui est le plus rigide représente un faible prélèvement sur la ressource pétrolière et, recyclable à 100 %, il se caractérise comme une ressource quasi inépuisable, le LDPE (Polyéthylène à basse densité, en anglais Low Density Polyethylene) et le LLDPE (Polyéthylène à basse densité linéaire, en anglais Linear Low-Density Polyethylene).

La structure chimique de PE ($-\text{CH}_2 - \text{CH}_2-$)_n est la plus simple dans la famille des polymères ; il est très polyvalent, recyclable et économique, on obtient le PE par la polymérisation du monomère éthylène, avec une production mondiale d'environ 30% ; c'est le polymère synthétique le plus répandu dans le monde grâce à son faible coût et son secteur d'application large 90 % de la production mondiale de PE est utilisé dans six applications principales, dont 50 % pour les films et feuilles et environ 13 % pour les produits moulés soufflés et 13 % pour les pièces moulées par injection (voir Figure II-3)

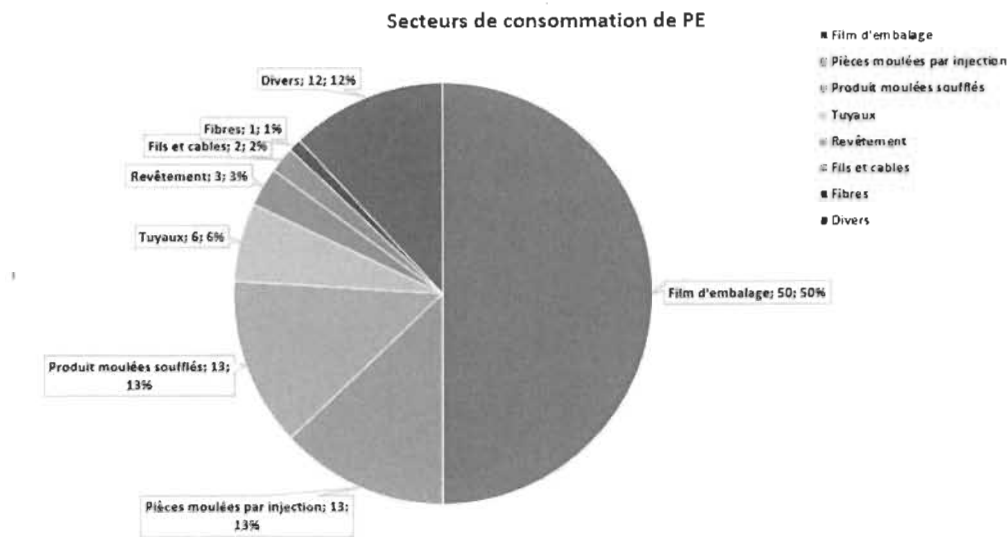


Figure II-3. Distribution en % des applications mondiales en PE. Adapté de [20]

II.1.1.2.2 Renfort (Fibres naturelles)

Les renforts fibreux de composite, portent la plupart des charges structurales, fournissant ainsi une rigidité et une résistance macroscopiques, les fibres naturelles apparaissent comme des solutions de recharge peu coûteuses, légères et plus écologiques par rapport aux fibres de verre ou de carbone ont des origines différentes telles que le bois, le coton, l'écorce, les coquilles de noix, la bagasse, les épis de maïs, le bambou, la paille de céréales et les légumes (Figure II-4), ils gagnent de l'intérêt et de l'importance à la fois pour la recherche et les applications en raison de leurs propriétés spécifiques et de leur disponibilité.

Les avantages et les inconvénients d'utilisation des fibres végétales comme renfort de matériaux composites à base de polymère sont illustrés dans le Tableau II-3 [21].

Tableau II-3. Principaux avantages et inconvénients des fibres végétales

Avantages	Inconvénients
Faible coût	Absorption d'eau
Biodégradabilité	Faible stabilité dimensionnelle
Neutre pour l'émission de CO ₂	Mauvaise tenue en vieillissement
Pas d'irritation cutanée lors de la manipulation des fibres	Variation de qualité en fonction du lieu de croissance, de la météo...
Pas de résidus après incinération	Faible tenue thermique (200° à 230 °C max)
Ressource renouvelable	Fibres anisotropes
Demande peu d'énergie pour être produite	Pour des applications industrielles, demande la gestion de stock
Propriétés mécaniques spécifiques importantes	Renfort discontinu
Bonne isolation thermique et acoustique	
Non abrasif pour les outillages	

Les fibres naturelles sont sous forme de filaments constitués des fibres individuelles discrètes, généralement de 2 mm à 6 mm de long, qui sont elles-mêmes des composites principalement de cellulose. Les charges cellulosiques ou les fibres naturelles ont un module de Young plus élevé par rapport à la matrice de base, contribuant ainsi à améliorer la rigidité des composites. Plusieurs facteurs contribuent à l'augmentation de module de Young de mélange fibre/matrice tels que la quantité des fibres utilisées, l'interaction et l'adhérence entre les fibres et la matrice [2].

Le module de Young du composite peut être estimé à partir de la règle simple des mélanges et d'autres modèles simples, si le module de Young de fibres est connu [22].

Tableau II-4. Exemple de caractéristiques mécaniques pour des fibres végétales et synthétiques. Adapté de [23]

Fibres	Densité (g/cm³)	Contrainte maximum en traction (MPa)	Module de Young (GPa)	Déformatio n maximum en traction (%)
Fibres végétales				
Bois	0,3 – 1,1	80 – 200	8 – 15	–
Chanvre	1,45 – 1,55	300 – 900	25 – 60	2 – 5
Lin	1,54	600 – 2000	12 – 85	1 – 4
Sisal	1,45	350 – 700	9 – 21	3 – 7
Coton	1,5 – 1,6	287 – 597	5.5 – 12,6	7 – 8
Jute	1,44	393 – 773	26,5	1,5 – 1,8
Fibres synthétiques				
Verre	2,54	2000 – 2400	72 – 73	3
Carbone	1,7 – 1,9	3500	230	1,5

La nature, la morphologie et la dureté des fibres ajoutées affectent différemment le comportement en friction et la résistance à l'usure des engrenages en composites [4, 24].

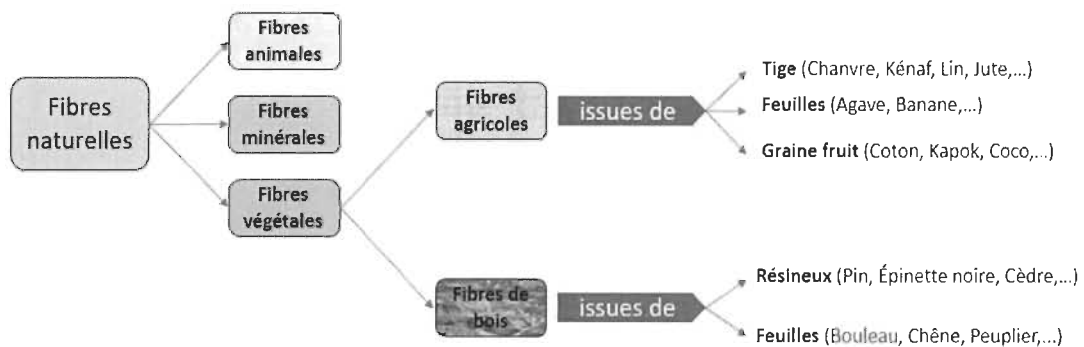


Figure II-4. Classification des fibres naturelles [25, 26]

II.1.1.2.3 Charges et additifs (Agents de couplage)

Un polymère sous sa forme brute n'a pas, en général, les qualités requises pour l'application à laquelle il est destiné ; pour cela, les additifs ou agents de couplage sont nécessaires pour l'amélioration des propriétés, ils vont jouer principalement sur la stabilité (chimique, chaleur, longévité, et UV...), la plasticité, l'esthétique et le prix.

Lorsque les fibres sont incorporées dans des thermoplastiques, elles rentrent dans la composition du composite pour former des interphases. Entre le renfort et la matrice existe une zone de liaison appelée interface ; une mauvaise adhérence entre les fibres naturelles hydrophiles et les matrices polymères peut toutefois affecter négativement les propriétés physiques et mécaniques des composites. L'utilisation d'agents de couplage est la moins chère manière pour introduire des propriétés et donne plus de sens pratique aux composites et à la fois améliorer les performances mécaniques et surfaciques [27].

II.1.1.3 Élaboration des matériaux composites pour engrenages

Les matériaux composites renforcés par des fibres naturelles passent par plusieurs étapes avant de prendre la forme de la pièce finale, on peut distinguer trois étapes essentielles :

- Mélanger les renforts avec le système résineux : une distribution homogène des composantes dans la matrice doit garantir l'homogénéité des propriétés du matériau indispensable à de bonnes performances.
- Mise en forme à la géométrie de la pièce par compression ou injection : Le moulage par injection est le procédé le plus utilisé dans l'élaboration de matériaux composites.
- Durcissement du système : polycondensation et réticulation pour les matrices thermodurcissables et simple refroidissement pour les matières thermoplastiques.

Le cycle de mélange doit être adapté aux matières premières utilisées suivant leurs morphologies ; les composantes sont introduites dans un ordre bien déterminé, l'ordre et les quantités introduites des produits sont généralement bien choisis afin de minimiser la ségrégation des matières due à leur grande différence de densité apparente.

Le moulage par injection qui est à l'origine du succès des engrenages plastique n'est pas possible avec certains thermoplastiques, comme le Polyimide (PI) et le Polytétrafluoroéthylène (PTFE), ce qui explique leur faible utilisation pour fabriquer les engrenages.

II.1.2 Tribologie des matériaux pour engrenages

La tribologie c'est un phénomène qui est présent dans notre vie quotidienne ; l'homme de l'âge de pierre a découvert le feu lorsqu'il a frotté deux pierres l'une contre l'autre et depuis le frottement entre deux surfaces a provoqué une sorte de révolution, ce phénomène est devenu aujourd'hui une discipline complète connue sous le nom de tribologie (vient de mot grec tribos qui signifie frottement).

Pendant le processus d'engrènement, le frottement et l'usure sont dominés par la formation d'un troisième corps qui s'intercale dans le contact entre les dents de l'engrenage mené et l'engrenage menant, c'est Maurice Godet qui a introduit la notion de tribologie à trois corps pour la première fois dans les années 70 [28], puis dans les années 80 Yves Berthier a enrichi cette discipline par les notions de mécanismes d'accommodation de vitesse, de circuit tribologique et de triplet tribologique [29].

Les recherches et les théories de tribologie, ainsi que les processus et les outils développés dans le domaine des engrenages ont pour objectif de produire une qualité de surface respectant les exigences et la complexité de contact à l'engrènement.

Après les exigences de forme, de géométrie et de dimension des dents d'engrenage, la rugosité des surfaces de contact fait souvent partie des critères qui permettent de définir la qualité de transmission. Selon une étude récente du CETIM (Centre technique des industries mécaniques) en France , 80 % des avaries des pièces mécaniques commencent en surface, l'étude de glissement des surfaces en contact est actuellement une réelle butée technologique [10].

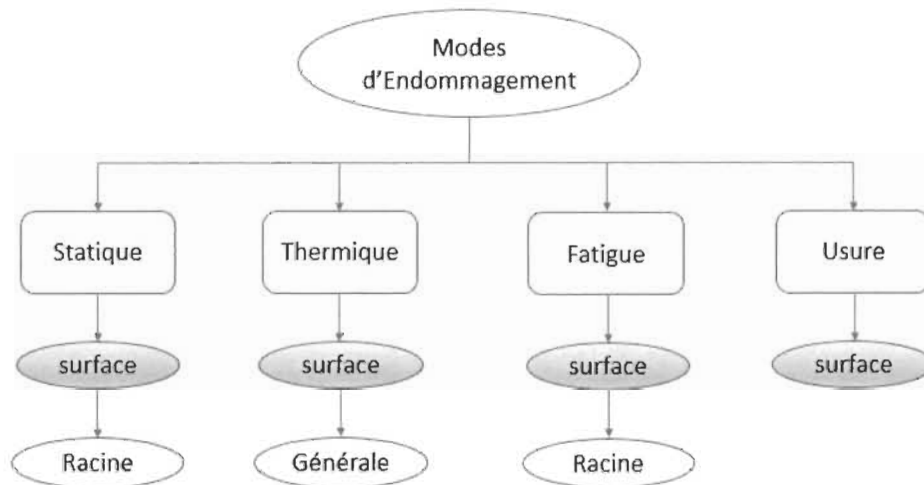


Figure II-5. Modes d'endommagement des engrenages en plastique. Adapté de [8]

La Figure II-5 montre que quel que soit le mode d'endommagement d'engrenage plastique (statique, thermique, fatigue, ou usure) les dommages commencent souvent directement sur les surfaces en contact.

Donc, la qualité des surfaces des dents d'engrenage en plastique est une priorité absolue, car toute imperfection peut être à l'origine d'usure dans ces composants critiques.

Les sections qui suivent dans ce chapitre présentent les mécanismes de frottement et d'usure induits lors de l'engrènement ainsi que leur couplage avec les phénomènes thermomécaniques et pertes de couple. Il se termine par une revue des essais de frottement et d'usure utilisés pour les étudier.

II.1.2.1 Circuit tribologique

Un système tribologique est influencé par les facteurs chimiques, mécaniques et énergétiques, le contact entre dentures, se caractérise par une géométrie non conforme des surfaces qui conduit à des aires de contact faibles, des déformations importantes des surfaces et des pressions de contact élevées.

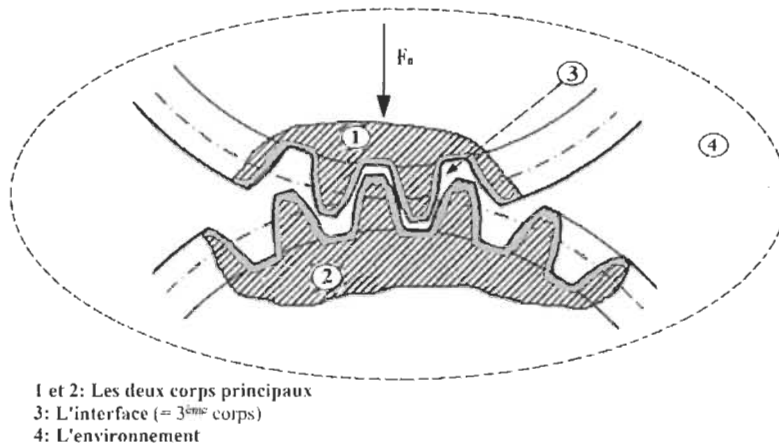


Figure II-6. Système tribologique d'engrenage

Le contact entre deux surfaces peut produire des débris dus les aspérités des surfaces. Si les débris restent piégés dans le contact, le contact passe de deux à trois corps (Figure II-6). Ces débris définissent le troisième corps, par opposition aux deux premiers corps du contact. Il apparaît intéressant de préciser les définitions des premiers et troisième corps :

Premiers corps ou les deux corps principaux ce sont les matériaux qui bordent le contact. Ils interviennent par leur géométrie et leurs propriétés thermoélastiques définissant les zones élémentaires de contact. Ils réagissent aux sollicitations de contact soit par changements de phases et/ou de structures qui conduisent par fragmentation au détachement de particules : ce sont les Transformations Tribologiques Superficielles (TTS) induites par la pression et les déformations locales ; soit par fissuration. L'adhésion, l'abrasion et l'écaillage qui apparaissent dans un second temps. Un revêtement ou traitement de surface fait partie intégrante des premiers corps alors que les couches d'oxydes, de pollution présentent initialement sur les premiers corps font partie du troisième corps.

Troisième corps : c'est le volume de matière présent entre les premiers corps. C'est un 'opérateur' de transmission de charge accommodant la différence de vitesse des premiers corps. Il est dit naturel lorsqu'il est issu ou se forme sur au moins un des deux premiers corps et artificiel lorsqu'il est apporté dans le contact (lubrification solide ou fluide). Un troisième corps naturel implique une période de formation par détachement de particules des premiers corps.

II.1.2.2 Frottement

Le frottement c'est la résistance au mouvement de glissement d'une surface par rapport à une autre, causée par les aspérités. La résistance au glissement (frottement) est due d'une part aux irrégularités des surfaces en contact, ce qui conduit à un enchevêtrement des aspérités, d'où la nécessité d'un effort tangentiel pour franchir ou creuser ces aspérités. D'une autre part, l'étendue réelle des surfaces en contact étant réduite à quelques zones où la pression est très forte, il en résulte une déformation importante. La force de traction doit cisailer les zones de jonction qui se sont formées, qui résulte donc l'arrachement de particule et élévation de température.

La perte d'énergie et la chaleur générée par la résistance au frottement augmentent le taux d'usure et influencent directement la durée de vie des pièces.

II.1.2.2.1 Aspects théoriques du frottement

D'une façon générale, le frottement dans le cas des engrenages plastiques en contact sec, varie avec la charge, la vitesse d'entraînement, la vitesse de glissement et les propriétés des matériaux (y compris l'état des surfaces).

II.1.2.2.2 Coefficients de frottement

Coefficient de frottement statique μ_s : la force de frottement agissant sur un objet immobile par rapport à la surface de contact.

Coefficient de frottement cinétique (dynamique) μ_k : la force de frottement agissant sur un objet en mouvement par rapport à la surface de contact.

Le coefficient de frottement est indépendant de la vitesse de déplacement, de l'étendue des surfaces en contact. Cependant, il dépend de la structure interne, de la nature des matériaux en contact, de l'état des surfaces (rugosités) frottant et de l'environnement de fonctionnement.

La valeur de coefficient de frottement est plus grande au début de contact, ensuite elle reste sensiblement constante, puis elle diminue quand la vitesse augmente.

II.1.2.3 Usure

L'usure est la perte de matière au niveau de l'une ou des deux surfaces, la caractérisation des interactions tribologiques et des phénomènes liés au frottement entre les surfaces en contact apparaît comme un enjeu majeur pour la compréhension des mécanismes d'usure (figure II-7). L'expérience montre que, pour faire glisser deux corps solides l'un sur l'autre, il faut exercer une force dans la direction du mouvement relatif dite force de frottement ; en outre, l'observation des corps après un mouvement relatif important révèle le plus souvent que leur volume a diminué dans la zone de contact : c'est le phénomène d'usure.

Usure et frottement sont donc deux phénomènes étroitement liés, étudiés par la tribologie, mais leurs relations mutuelles sont loin d'être toutes comprises actuellement et dépendent fortement, et souvent de manière peu intuitive, des conditions de contact (pression, vitesse

relative...), de l'environnement (température, humidité...) et des matériaux impliqués : ainsi le changement d'un des deux matériaux peut amener une baisse du frottement, mais une augmentation de l'usure. Ces deux phénomènes sont très importants sur le plan pratique. Dans le cas, par exemple, d'un palier sec, le frottement conditionne l'énergie dissipée dans le contact et donc les pertes énergétiques dans le palier ; l'usure détermine la durée de vie du palier.

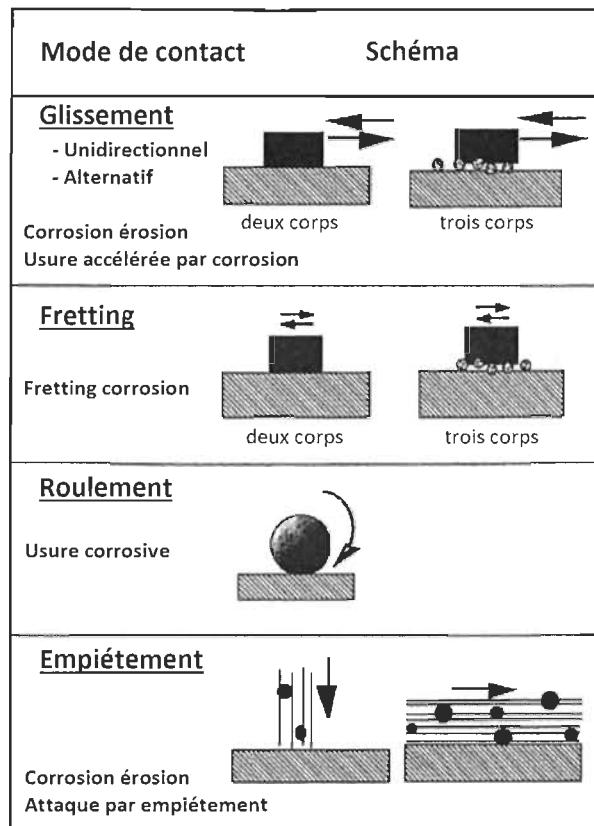


Figure II-7. Schémas des différents type de contact tribologiques [30]

L'usure liée au frottement des polymères peut être expliquée par les modes d'usure suivants.

II.1.2.3.1 Usure adhésive

Lorsque deux surfaces en contact sont en glissement, leurs aspérités opposées de hauteur maximale entrent en contact et fur et à mesure que la charge augmente, les nouvelles paires d'aspérités de moindre hauteur entrent en contact pour former des jonctions individuelles.

La surface totale de ces jonctions est appelée zone de contact réel; les phénomènes d'adhésion peuvent se produire au niveau de chaque jonction et créant une liaison adhésive.

La résistance mécanique de chaque jonction dépend de l'énergie localement dissipée; à l'extrême, une soudure peut être créée par une fusion des surfaces frottantes. Lorsque le mouvement se poursuit, la jonction est soumise à un cisaillement et deux situations peuvent alors exister :

- Si l'interface est moins solide que les pièces, les jonctions se cisailent par rupture adhésive, l'usure est modérée ou quasi nulle.
- Si l'interface est plus solide qu'une des pièces, il y a rupture cohésive, usure sévère, voire grippage. L'interface se fixe sur la pièce la plus résistante ou se détache sous forme des particules qui, écaillées et oxydées, peuvent contribuer à l'adhésion.

C'est possible de calculer ou mesurer la force d'attraction entre deux matériaux, mais pas la force de décohésion une fois le contact établi. La séparation par décohésion ne se fait pas d'un coup, mais se propage comme une fissure ; le frottement vient de la force requise pour cisailier les jonctions.

II.1.2.3.2 Usure abrasive

L'aspect essentiel de l'usure par abrasion concerne la découpe de la surface par des particules ou des aspérités plus dures. Ces points de coupe peuvent être soit noyés dans la contre-face, soit lâchés dans la zone de contact. Le premier cas est communément appelé abrasion à deux corps ou les aspérités du corps le plus dur forment des sillons dans la même direction de déplacement; le deuxième cas, abrasion à trois corps ou les particules dures présentes dans l'interface déforment plastiquement les surfaces frottantes en créant des empreintes.

Suivant les deux cas précédents, l'usure abrasive peut engendrer des endommagements par déformation plastique, des enlèvements de matière phénomène et / ou par fatigue

superficielle. Ce type d'usure est favorisé par l'accroissement de la température, par l'humidité et l'agressivité chimique de l'environnement lorsque l'abrasion agit par effet de coupe.

Dans le cas de l'abrasion a trois corps, la nature et l'acuité des phénomènes dépendent des formes, de la granulométrie des particules abrasives, de la vitesse relative et de l'angle d'attaque de l'abrasif sur le substrat.

L'usure abrasive met en jeu, au niveau élémentaire, des phénomènes d'ordre mécanique, les paramètres dépendant des matériaux sont notamment : la dureté ou la limite d'élasticité, les contraintes résiduelles, la ténacité. La structure (homogénéité, taux d'écrouissage...) et les propriétés thermomécaniques dans le cas de sollicitations en température.

II.1.2.3.3 Usure par fatigue

La fatigue est connue pour être un changement d'état du matériau dû a des contraintes répétées (cycliques) qui entraînent des fractures progressives. Sa caractéristique est l'accumulation de changements irréversibles de l'état de surface de matériaux, qui donne lieu à la génération et développement de fissures.

Pour des matériaux ductiles, on a l'usure par fatigue superficielle, ou la délamination. Les écailles se forment dans les zones de frottement. Cette détérioration se trouve dans le cas des roulements à billes. Pour des matériaux fragiles les fractures se produisent dans les zones de fortes contraintes de tension et les fractures sont perpendiculaires à la surface, par exemple contrainte cyclique appliquée au niveau d'une denture d'engrenage.

II.1.2.3.4 Usure par réaction tribochimique (corrosive)

Cette forme d'usure intervient lorsque le frottement se produit dans un environnement réactif (atmosphère, lubrifiant...). Dans ce type de situation, l'usure peut être initiée ou accentuée par la réaction chimique entre l'environnement et les surfaces en contact. La réaction qui peut être créée ou activée par l'énergie dissipée en frottement dans l'interface, conduit à la formation d'une couche superficielle solide (film réactionnel), non soluble

dans l'environnement, de faibles épaisseurs, adhérente aux substrats et qui protège généralement les surfaces de l'usure adhésive. L'usure se manifeste alors lorsque les sollicitations de frottement au contact conduisent à l'élimination des couches formées.

II.1.2.3.5 Usure en fretting

Unidirectionnel ou alternatif. Le « fretting » est un type spécial de contact tribologique dans lequel les surfaces en contact sont soumises à des mouvements oscillatoires d'amplitude suffisamment faible pour ne générer qu'un frottement du contact partiel. L'impact des particules peut se traduire par l'attaque combinée, mécanique et chimique, du matériau. Dans certains cas, des fissures orientées perpendiculairement à la surface de frottement peuvent apparaître à l'extérieur du contact pour un nombre de cycles élevé aussi de bien pour des matériaux ductiles que fragiles (fatigue de surface). Si les débris d'usures générés dans l'interface ne sont pas évacués rapidement à l'extérieur, ils peuvent créer des fonctionnements ou des dégradations particulières (difficulté lors du démontage des assemblages dus au colmatage des interfaces, usure abrasive...). Dans le cas d'une atmosphère créant une corrosion des débris d'usure, on parle de fretting – corrosion.

L'usure par fretting se rencontre dans de nombreux systèmes mécaniques et assemblages en construction mécanique. L'influence du phénomène sur l'abaissement de la tenue à la fatigue (fretting – fatigue) est particulièrement bien illustrée dans le cas des câbles où il peut être responsable de ruptures prématurées (câbles de ponts, de téléphériques, de renfort de poids lourd...) [31].

II.1.2.3.6 Usure érosive

L'usure par érosion résulte de l'enlèvement de matière par un fluide chargé de particules en contact avec la surface d'un matériau; elle conduit à la création d'impacts et de rayures sur les surfaces. Dans les applications mécaniques, ce type d'usure intervient notamment sur les systèmes soumis à un flux de produits liquides ou pâteux chargés d'abrasif, et circulant à vitesse élevée.

II.1.2.4 Mécanismes d'usure et dégradation des surfaces

La capacité de charge des engrenages en plastique est principalement influencée par la taille et la position de contact. L'usure est un ensemble de phénomènes complexes évoluant de façon non linéaire en fonction des conditions de contact (pression, vitesse relative...), de l'environnement (température, humidité...) et des matériaux impliqués : ainsi le changement d'un des deux matériaux peut amener une baisse du frottement des sollicitations (charges, température...) et du temps. Les effets de tous les paramètres influents sont non directement additifs : l'usure est un processus 'sur additif'. Le processus d'usure d'une pièce en contact est constitué de trois étapes:

- Le rodage où la vitesse d'usure très importante au début et diminue progressivement.
- Le fonctionnement normal avec une vitesse d'usure relativement faible et constante.
- Le vieillissement où la vitesse d'usure croît jusqu'à la ruine.

II.1.2.5 Procédures d'essais de frottement et d'usure d'engrenages

La vitesse ou le taux d'usure des engrenages est un paramètre important qui doit être contrôlé afin d'améliorer la tenue en service de ces matériaux et la prévention d'entretien pour éviter les accidents catastrophiques causés par la détérioration de l'engrenage par la fatigue d'usure pendant le service.

Les engrenages en polymères et en composites de polymères se brisent pendant le fonctionnement de plusieurs manières, notamment l'usure, la défaillance thermique, la fatigue à la racine et la ligne de tangage. Afin de tirer des conclusions significatives concernant les performances d'un matériau utilisé pour les engrenages en fonctionnement à sec, il est important de comprendre ses caractéristiques d'usure. De nombreuses méthodes ont été conçues pour mesurer les taux d'usure d'une large gamme de matériaux, en utilisant un certain nombre de géométries de contact et de configurations de test.

Ces tests incluent des conditions de contact conformes et non conformes. Cependant, la grande majorité de ces tests expose l'éprouvette à un simple glissement, que le mouvement de glissement soit linéaire, alternatif ou rotatif. Le mouvement trouvé dans le contact des dents d'engrenage est une combinaison de glissement et de roulement dans des proportions variables lorsque l'angle d'attaque change. La charge appliquée change également pendant le cycle d'engrènement, car elle est partagée par une nouvelle dent entrant dans l'engrènement, puis relâchée par une dent sortant d'engrènement. Ce cycle entraîne une charge normale maximale sur une plage d'angles d'attaque autour du point de tangage, la magnitude et la durée de cette charge maximale étant fonction de la géométrie[3].

Cet effet de répartition de la charge est encore compliqué par les modifications du rapport de contact, provoquées lorsque la flexibilité des dents permet aux dents de rester en contact et donc de partager la charge pour des angles de rotation supérieurs à ceux prévus par la géométrie seule. Ces effets de flexibilité dépendent à la fois de la géométrie de la dent et du matériau de l'engrenage.

Il est donc dangereux d'utiliser les données provenant de simples tests d'usure, tels que le test broche sur disque, comme prédicteurs des performances relatives des matériaux d'engrenage proposés. Il est encore plus dangereux de prévoir les taux d'usure des matériaux utilisés dans une géométrie d'engrenage particulière et soumis à des conditions de fonctionnement particulières à partir de telles données générales.

Un moyen simple d'éviter ces écueils est de produire des engrenages constitués du matériau qui vous intéresse et de les tester dans des conditions de fonctionnement se rapprochant de celles attendues en service. Cependant, cette approche, tout en incluant tous les aspects de la performance matérielle intéressant le concepteur d'engrenages, superpose ces effets les uns aux autres, limitant ainsi la compréhension de chacun.

La simulation des engrenages ne peut jamais être vraiment représentative, car les changements de vitesse de glissement, la flexibilité des dents et les différences dans les conditions thermiques rendent les conditions de contact très différentes. De plus, les taux de glissement dans les essais sur disque double tendent à être limités à environ 30%, alors

que les taux de glissement supérieurs à 30% se retrouvent tout au long du cycle d'engrènement des engrenages. Néanmoins, les tests sur deux disques fournissent des informations fondamentales sur le comportement des matériaux lors de roulement / glissement sous contact non conforme. Elles doivent être considérées comme complétant les informations appliquées issues des essais à engrenages directs et contribuant à une compréhension plus fondamentale de la tribologie des polymères dans des conditions de roulement / glissement [32-34].

Les méthodes de mesure de frottement et de l'usure sont très variées, sont marquées par des essais permanents où l'usure des engrenages soit surveillée en permanence pendant le fonctionnement [35], l'évaluation de l'usure se fait par des mesures de perte en masse ou en épaisseur.

L'usure peut être exprimée en pourcentage [36], en coefficient d'usure en g/MPa.m défini comme la perte en masse divisée par la pression de contact et la distance de glissement [37].

II.1.2.6 Influence de comportement thermique

Dans le cas des engrenages en acier, la chaleur générée par l'engrènement d'engrenage est dissipée souvent par le lubrifiant, dans le cas d'engrenages en polymère, qui fonctionnent en général sans lubrifiant et ont une mauvaise conduction, la chaleur se dissipe moins facilement et provoque une élévation non négligeable de la température de service. La conséquence directe est une augmentation plus rapide de l'usure des dentures et de l'engrenage jusqu'à rupture sous plus hautes sollicitations. Le transfert de chaleur dans le volume du pignon ou d'une roue, et du pignon vers l'arbre le supportant, se fait par conduction, celui avec l'air environnant par convection. Plusieurs auteurs ont étudié le comportement thermique des engrenages en polymère et leurs performances. Des études expérimentales ont été conduites par Senthilvelan et al. [38], [39], Düzcükoglu et al. [40], [41] et Mao et al.[5]. Elles ont montré une forte relation entre les conditions de fonctionnement, la géométrie de l'engrenage et l'échauffement.

À partir des résultats expérimentaux, plusieurs modèles théoriques basés sur un bilan global des sources de chaleur et des pertes ont été développés. Hooke et al. [42], Hachman et al. [43], Mao et al. [5], Block et al. [44] et Koffi et al. [45] ont proposé des modèles prédisant la température de volume ou celle au point de contact d'un engrenage en fonctionnement. La plupart des études montrent que les pertes de puissance et les échauffements dans les engrenages en matériau polymère, sont essentiellement dus à trois phénomènes : le piégeage de l'air entre les dents, le frottement au contact et l'échauffement viscoélastique interne.

II.2 RECENSION DES ÉCRITS

Les polymères à hautes performances, tels que le polyéther-éther-cétone (PEEK), le polyamide 46 (PA46) et le polyéthylène à haute densité (PEHD) sont devenus une alternative pour les applications de roulement / glissement combiné. En raison de la faible densité par rapport aux métaux et le procédé de fabrication efficace par moulage. En plus de permettre des solutions de conception légères à un coût relativement faible, les polymères peuvent être mélangés avec des fibres de renforcement pour réaliser des systèmes secs, comme dans cette étude en intégrant des fibres naturelles dans la matrice de polymère.

De nombreuses recherches approfondies ont déjà été menées pour caractériser le comportement de tribologie et les phénomènes associés des éléments de machine tels que les roulements et les engrenages en polymères et leurs composites renforcés par des fibres de carbone ou de verre en contact entre elles ou contre d'autres matériaux conventionnels. Cependant, dans la littérature il se trouve peu de travaux de recherches en ce qui concerne le contact à sec de roulement/glissement combiné des polymères renforcés par des fibres naturelles, on peut citer les travaux de PL. Menezes et al [46, 47] et NSM El-Tayeb [48].

De façon générale, la friction des polymères implique trois éléments principaux : (1) les liaisons d'adhésion (2) le cisaillement et la rupture des matériaux de frottement (3) la surface de contact réelle [49]. Les liaisons adhésives se forment lorsque les aspérités des

surfaces de contact se touchent, ce qui apporte une contribution majeure au frottement des polymères [50].

De plus, en raison du mouvement relatif des éléments de frottement, les aspérités des surfaces sont soumises à des forces de cisaillement élevées, dans le cas des polymères élastiques et une déformation plastique et viscoélastique peut se produire selon le matériau. Par conséquent, l'aire de contact réelle, qui peut par exemple être calculée à l'aide de modèles de contact statiques [51, 52], est un attribut important de tribo-système polymère. Cette zone joue également un rôle important en relation avec la formation de films de transfert, ce qui constitue un mécanisme important des polymères et influence fortement leurs propriétés tribologiques [53].

Dans une étude récente, J. Moder et al [6] ont étudié le comportement en tribologie des échantillons en acier à rugosité de surface variable en contact à sec avec des échantillons de trois différents composites polymères à base de polyamide PA46 ou de polyphthalamide PPA mélangé avec le polytétrafluoroéthylène PTFE et la fibre de carbone (PA46+PTFE, PPA+PTFE, et PPA+PTFE+ fibres de carbone).

Une procédure de test à deux volets a été utilisée par les auteurs. Tout d'abord, des expériences en configuration pin-on-plate ont été réalisées sur le tribomètre Phoenix Tribology TE77, il s'agit d'un échantillon sous forme de broche en polymère qui frotte de façon alternative sur une plaque en acier pour effectuer un criblage initial des composites polymères étudier concernant le comportement à l'usure. Ces tests ont révélé que PA46+PTFE constitue l'option la plus prometteuse.

Ensuite, des expériences ont été menées avec un appareil à deux disques afin d'étudier plus profondément le composite le plus prometteur PA46+PTFE identifié par les tests en configuration pin-on-plate.

Les résultats des tests de pin-on-plate ont révélé que la rugosité de surface augmente considérablement l'usure par abrasion si la plaque en acier n'était pas recouverte d'un revêtement par rapport à un échantillon lisse. Cependant, lorsque les échantillons en acier sont recouverts d'un revêtement de nickel, les auteurs ont remarqué une grande

amélioration des propriétés tribologiques, et les meilleurs résultats dans les deux configurations d'essai ont été obtenus avec des spécimens rugueux revêtus de nickel. Ceci confirme le rôle de l'état des surfaces des éléments de contact à sec malgré qu'une surface plus fine n'améliore pas nécessairement ces caractéristiques.

Les auteures ont conclu que le PTFE joue un rôle clé dans le fonctionnement de tribosystème des composites étudiés, et la rugosité des contreparties affecte fortement l'usure et le frottement.

Kurokawa M. et al [54, 55] ont effectuée des études sur les performances de tribologie des engrenages en poly-éther-éther-cétone PEEK renforcé de trois types de fibres de carbone CF en fonctionnement contre des engrenages en acier S45C et en aluminium (A5056), des tests ont été réalisés à sec et lubrifié, avec certaines combinaisons de matériaux d'engrenage mené et menant, tous les essais ont été effectués à une vitesse de rotation constante de 200 tr/min et un couple de 2 Nm. Pour mesurer l'usure, les chercheurs ont déterminé une dent optionnelle dans chaque engrenage pour mesurer la variation de profondeur d'usure de profil de la dent au cours du test, des essais préliminaires ont confirmé que le comportement à l'usure de toutes les dents d'un engrenage était pratiquement le même, quelle que soit la partie de la dent.

Les résultats de cette étude ont montré que la capacité de charge des engrenages varie en fonction de l'engrenage partenaire soit dans la position menée ou menant et des conditions de fonctionnement telles que sec ou lubrifié. Les résultats de l'usure ont révélé que la profondeur d'usure de dent dans les essais à sec a été maintenue peu élevée, quel que soit le type d'engrenage en PEEK / CF, et dans le cas d'application de lubrification la profondeur d'usure diffère extrêmement par le type de l'engrenage partenaire.

Les auteures ont conclu que l'affinité entre le PEEK et le CF, la différence dans l'intervention des débris usés dans la région d'engagement et les caractéristiques des fibres de carbone ont influencé la différenciation significative de la profondeur d'usure.

K. Mao et al [5] ont proposé une nouvelle méthode de conception d'engrenages en composite polymère basé sur le lien entre le taux d'usure et la température des surfaces de contact. L'étude expérimentale a été effectuée avec un banc d'essai à engrenages conçu pour mesurer le couple et l'usure de la surface d'engrenage en permanence dans des conditions de charge constante permettant d'enregistrer le nombre de cycles avant la défaillance. Des engrenages en acétal et des engrenages en composite contiennent 55% de nylon, 30 % fibres de verre et 15 % de PTFE ont été examinés dans cette étude, tous les engrenages ont été moulés par injection. Les chercheurs ont effectué les essais à la température non contrôlée de l'air ambiante à trois vitesses de rotation différentes, à savoir : 500, 1000 et 1500 tr/min, une plage de couple de 7 à 16.1 Nm a été appliquée sur les engrenages en acétal et une plage de 5 à 35 Nm a été appliquée sur les engrenages en composites.

Les résultats de cette étude ont montré que l'usure est la cause principale de défaillance des engrenages en acétal et qu'il existe des charges critiques pour chaque vitesse de rotation ; ces charges critiques provoquent des températures trop élevées, ce qui accélère l'usure et mène la défaillance d'engrenage par pliage brutal des dents. Les auteurs ont établi une relation générale entre la température de surface des engrenages et la capacité de charge pour prédire l'élévation de température du corps de l'engrenage au cours d'engrènement.

L'élévation de température est donnée par la relation suivante :

$$\theta_b = \frac{0.625 \mu T}{C \rho Z b (r_a^2 - r^2)} \quad (\text{II-1})$$

Où T, ρ et C respectivement le couple, la masse volumique et la chaleur spécifique.

Z, μ , b, r et r_a sont respectivement le nombre de dents, le coefficient de frottement, la largeur de la face de dent, le rayon de référence et le rayon extérieur.

Avec le graphique de la figure II-8 les auteurs ont montré l'accord étroit entre la théorie et l'expérience de vitesses allant jusqu'à 1500 tr / min pour les engrenages en acétal de forme de dent standard, module 2 mm, 30 dents et largeur de face 17 mm.

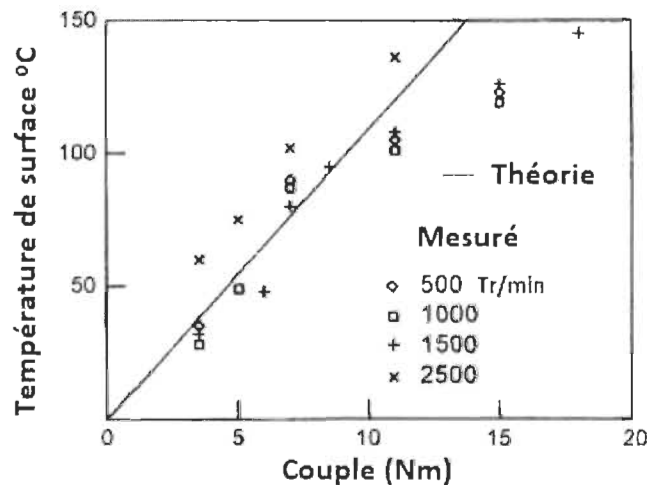


Figure II-8. Comparaisons entre les températures de surface prédites et mesurées [5].

Les chercheurs ont expliqué l'augmentation des températures au-dessus de 1500 tr / min par le fait que les températures dans les poches dentées n'ont pas le temps de se stabiliser pendant un seul tour de l'engrenage. Ceci est cohérent avec l'observation que la différence de température entre les flancs des dents en contact et sans contact augmente avec la vitesse.

Dans une autre étude récente, Singh P. K et al [56] ont étudié le comportement thermique et à l'usure des engrenages cylindriques fabriqués par injection à base de polymères ; trois différents types de matériaux ont été examinés, à savoir : l'Acrylonitrile butadiène styrène ABS, POM et le HDPE. Les engrenages en polymère sont testés contre des engrenages métalliques identiques en acier (AISI 1040) à quatre vitesses de rotation différentes soient : de 600, 800, 1000, et 1200 tr/min et des valeurs de couple de 0.8, 1.2, 1.6 et 2 Nm. Les essais de fonctionnement réel simulé des engrenages ont duré jusqu'à 1.2×10^5 cycles. Les chercheurs ont utilisé un capteur de température infrarouge sans contact (OMEGA, OS 100EV2) avec une précision de $\pm 1\%$ pour enregistrer la variation de la température

de surface de contact en continu au cours de test. Les températures d'équilibre mesurées dans cette étude sont comparées avec les températures d'équilibre prédites qui sont calculées en utilisant le modèle de Mao [5] où l'élévation de la température est calculée par la relation **II-1** ci-dessus.

La perte de masse Δm des engrenages testés a été mesurée en pesant l'éprouvette testée avant et après le test avec un appareil de pesage d'une précision de 0.01 mg. Ensuite les chercheurs ont calculé les taux d'usure spécifiques avec la relation suivante :

$$w_s = \frac{w_v}{2zmbN_T} \quad (\text{II-2})$$

Où w_v est le volume d'usure en (mm^3), z le nombre de dents d'engrenage, m le module en (mm), b la largeur de face de la dent (mm) et N_T le nombre total de tours.

$$w_v = \frac{\Delta m}{\rho} \quad (\text{II-3})$$

Où Δm est la différence du poids de l'éprouvette mesurée avant et après le test, ρ la masse volumique du matériau de l'engrenage.

Les résultats de cette étude ont montré que l'augmentation de la température de surface est maximale pour le POM et minimale pour le PEHD à tous les niveaux de couple et le taux d'usure spécifique est maximal pour l'ABS et le minimum pour le POM.

Les essais ont révélé que le taux d'usure spécifique des engrenages en polymère augmente avec le couple, mais diminue avec la vitesse de rotation ; les auteurs ont estimé que le couple appliqué sur l'engrenage contribue à l'augmentation de température de 7 à 8 fois plus par rapport à la contribution de la vitesse de rotation. Les auteurs ont expliqué qu'une vitesse de rotation plus élevée augmente la vitesse de déformation et cela améliore la résistance à l'usure du matériau de l'engrenage.

La comparaison des valeurs d'élévation de température enregistrée expérimentalement et les valeurs obtenues théoriquement avec le modèle de Mao montre un meilleur accord dans les cas des engrenages en ABS, où les auteurs de ce travail ont constaté 8% d'écart

avec ABS par apport à 10% et 11% dans les cas d'engrenages en HDPE et en POM respectivement.

Dans une étude de fonctionnement réel simulé des engrenages en polyoxyméthylène ou en polyacétal POM accouplés a des engrenages en acier, les auteurs M. Kalin et al [57] ont examiné l'effet de la température sur le comportement en fatigue sur un banc d'essai qui permet d'étudier le rendement, l'usure, la température et le nombre de cycles en cas de défaillance des engrenages en temps réel.

Les essais ont été effectués sans lubrification à une vitesse de rotation fixe de 1500 tr/min, et trois couples différents, soit à 1 Nm, 1.2 Nm et 1.4 Nm. Des essais ont été déroulés à la température ambiante non contrôlée de 24 ± 2 °C et d'autres essais à des températures contrôlées dans une chambre atmosphérique ou la température était réglée à 30 °C, 50 °C et 70 °C. Les engrenages ont tourné jusqu'à 2×10^6 cycles ou jusqu'à la défaillance, selon qui arrive plus tôt.

Les chercheurs ont calculé le rendement sur la base des couples d'entrée et de sortie, la température des surfaces des racines de la dent d'engrenage entraîné a été mesurée à l'aide d'une caméra infrarouge (IR).

Cette étude montre que le contrôle de la température des engrenages ne peut être négligé dans les essais d'usure et de fatigue des engrenages en polymère.

Les auteurs ont conclu que la charge et la température contrôlée affectent les propriétés de déformation (inclinaison de la dent), l'usure et la géométrie (forme des dents, tolérances), et donc le coefficient de frottement, qui influe à son tour sur la température et modifie les conditions d'engrènement. Cela réduit de façon significative la durée de vie en fatigue des engrenages en polymère ; par exemple, le nombre de cycles à la défaillance est de quatre fois moins à 70 °C et deux fois moins à 50 °C par rapport au nombre de cycles à 30 °C. Les résultats de cette étude ont révélé aussi que l'augmentation de la température diminue le rendement (9 % de réduction lorsque la température est 70 °C à

1.4 Nm de couple). De plus, dans des conditions de température non contrôlées, la température des engrenages en polymère a continué d'augmenter et ne s'est jamais stabilisée pendant 2 millions de cycles. Cette augmentation qui dépend du couple a été expliquée par l'accumulation de chaleur qui ne peut être éliminée par un refroidissement naturel.

CHAPITRE III -MÉTHODOLOGIE

III.1 Préparation des matériaux et fabrication des éprouvettes

III.1.1 La matrice polymère

Au cours de cette étude, nous avons choisi d'étudier une matrice thermoplastique, il s'agit de polyéthylène à haute densité PEHD (Sclair ®2909), a été fourni par NOVA Chemicals, sa température de fusion est de 128-135°C et sa masse volumique est 0.955 g/cm³.

PEHD se présente sous forme de granulés sphériques de 2 à 3 mm de diamètre. Il est utilisé tel quel, sans attention particulière (Fig. III-1. a).

III.1.2 La fibre de renfort

Les fibres courtes industrielles (TMP 20-60 mesh) de bois de bouleau jaune (*Betula alleghaniensis*) ont été produites et fournies par le Centre de Recherche sur les Matériaux Lignocellulosiques (CRML, Université du Québec à Trois-Rivières, Canada), les fibres utilisées sont séchées à 70 °C dans un four à circulation d'air pendant 24 h afin d'enlever l'excès d'humidité (Fig. III-1. b).

Tableau III-1. Propriétés physiques et mécaniques des fibres de bois de bouleau jaune [58]

Densité (g/cm ³)	Conductivité thermique (W m ⁻¹ K ⁻¹)	Chaleur spécifique à 17°C (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	Module élastique E _l (GPa)	Module de cisaillement G	Coefficient de poisson ν
0.62	0.15	1300	13.9	0.9452	0.451

III.1.3 Agent de couplage

Le polyéthylène greffé anhydride maléique (MAPE-Eastman G2010) a été fourni par Eastman Chemical Company (Kingsport, TN, USA), il contient 1.5 % d'anhydride maléique et se présente sous la forme de granulés sphériques de 1.5 à 3 mm de diamètre, sa température de fusion est 124°C.

Nous avons utilisé l'Agent de Couplage (AC) MAPE à 3 % en poids, car l'utilisation d'AC en quantités au-delà de 4 % en poids peut conduire à l'auto-enchevêtrement entre les chaînes d'AC plutôt que la matrice de polymère [59]. Il est utilisé sans aucun traitement particulier (Fig. III-1. c).

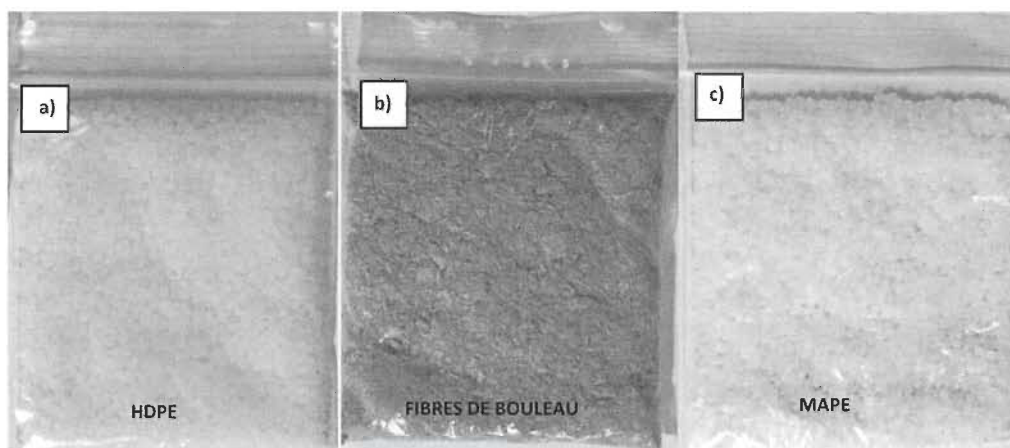


Figure III-1. a) HDPE, b) Fibres de bouleau, c) Maléate de polyéthylène (MAPE-Eastman G2010)

III.1.4 Préparation des mélanges

Toutes les opérations de fabrication des matériaux pour ce projet ont été réalisées au sein des laboratoires de Centre de Recherche sur les Matériaux Lignocellulosiques CRML de l'Université de Québec à Trois-Rivières UQTR.

Au cours de cette étude, les matériaux composites ont été préparés à partir de polyéthylène à haute densité PEHD renforcés par des fibres naturelles de bois de bouleau ; quatre taux de fibres ont été sélectionnés et mélangés soigneusement avec la matrice du PEHD.

Le mélange polyéthylène PEHD / Fibre naturelle de bois de bouleau a été effectué dans un mélangeur discontinu interne à rouleaux (Thermon, CW, Brabender, Modèle T-303) à une température de 175°C, une teneur de 3% en poids de greffe d'acide maléique MAPE (G2010) a été utilisée comme agent de couplage, le mélange a été refroidi par la suite et granulé.

Quatre pourcentages différents 10%, 20%, 30%, et 40% de fibres de bouleau ont été introduits afin de préparer quatre types de composites PEHD/Fibres de bouleau.

Les cinq mélanges sont présentés à la figure III-2 sous forme de granulés.

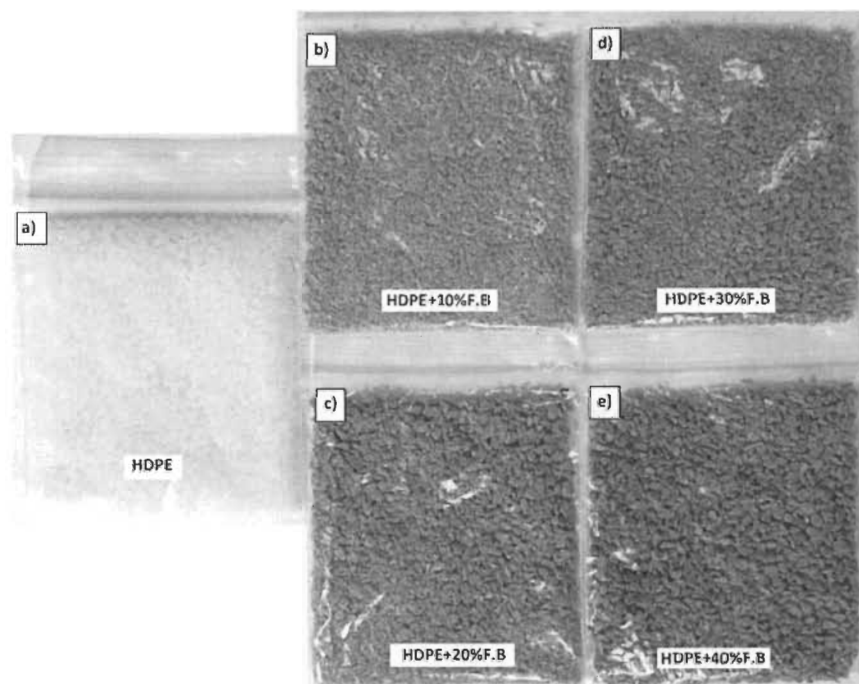


Figure III-2. a) HDPE, b) HDPE+10F.B, c) HDPE+20F.B, d) HDPE+30%F.B, e) HDPE+40%F.B

Les quatre mélanges préparés et le PEHD vierge ont été utilisés ensuite pour fabriquer des éprouvettes sous forme d'engrenages cylindriques à denture droite et des disques normalisés.

III.1.5 Fabrication des éprouvettes (engrenages, disques normalisés)

La fabrication des engrenages et les disques normalisés pour cette étude ont été effectués de la même façon via le moulage par thermocompression dans une presse hydraulique chauffante avec deux moules métalliques différents comprenant des empreintes d'engrenages cylindriques à denture droite et de disque normalisé.

La presse est constituée de deux plaques dont les températures sont asservies par un régulateur et ajustées à 200°C sur la plaque inférieure et supérieure.

Les empreintes de moule sont remplies par des quantités soigneusement pesées des granulés des composites précédemment fabriqués et le moule placé sur la plaque inférieure de la presse reçoit son couvercle. La plaque inférieure est ensuite montée lentement jusqu'à fermeture ; la pression commence à s'appliquer progressivement sur le moule en trois étapes séparées jusqu'à 10 MPa. Une fois la température et la pression stabilisées, le moule est maintenu dans ces conditions (10MPa, 200°C) pendant environ 20 minutes pour assurer le plus possible la qualité des roues dentées et minimiser les défauts. Ensuite, le moule refroidi jusqu'à 60 °C est retiré de la presse puis on procède au démontage et extraction d'engrenages.

Malgré l'optimisation de la méthode de fabrication des roues dentées par compression, des défauts peuvent être constatés visuellement, comme le manque de matière sur l'une des deux surfaces de la roue et/ou sur une ou plusieurs dents.

L'aspect visuel externe des engrenages diffère selon le pourcentage de fibres de bouleau introduit dans le mélange (Fig. III-2 et III-3).

Tous les essais de fonctionnement d'engrenages simulé ont été effectués sur des roues cylindriques à denture droite identiques, la géométrie d'engrenage à développante a été sélectionnée en raison de son utilisation courante (type d'engrenage le plus simple et le plus utilisé), les spécifications des engrenages sont illustrées dans le tableau III-1.

Tableau III-2. Caractéristiques géométriques des roues a denture droite testées

Module m [mm]	2.54
Nombre de dents	30
Angle de pression α [°]	20°
Largeur de l'engrenage b [mm]	6.5
Pas diamétral P [po-1]	10
Rapport de transmission	1
Diamètre de tête d_e [mm]	81.28
Diamètre primitif D_p [mm]	76.2
Diamètre de pied D₂ [mm]	69.85
Épaisseur de la dent au cercle primitif t_p [mm]	4
Creux hf [mm]	3.175

Une fois les roues dentées fabriquées, la dernière étape est leur usinage pour faciliter le montage sur les deux arbres du banc d'essai. Pour cela, le centre de chaque roue a été déterminé à l'aide d'une machine à mesurer des coordonnées tridimensionnelles CMM ; par la suite les dimensions mesurées ont été reportées sur une machine-outil à commande numérique afin de percer les trous nécessaires pour l'ajustement sur les supports à engrenages du banc d'essai.

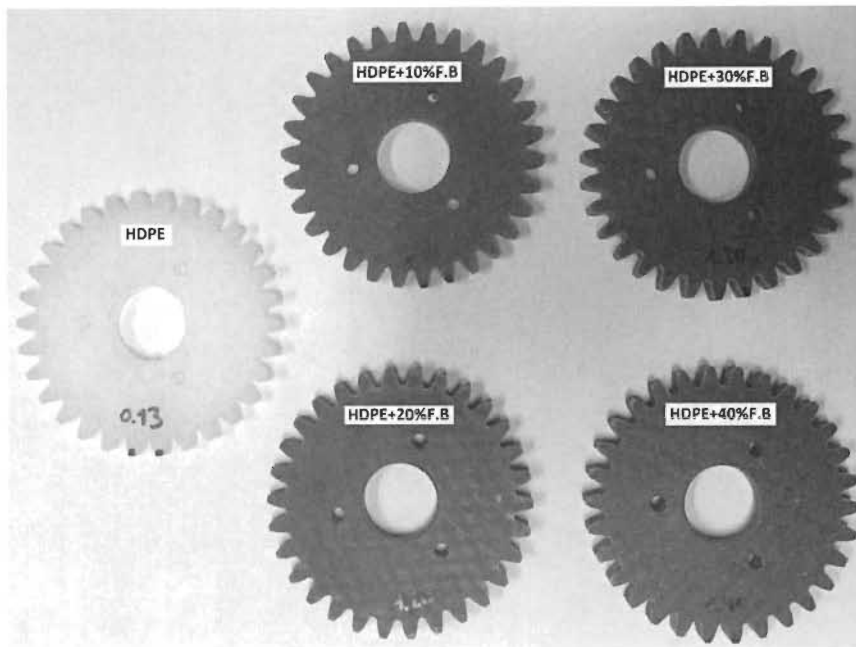


Figure III-3. Différents engrenages cylindriques à denture droite fabriqués pour l'étude

Le même procédé de moulage par thermocompression a été utilisé pour fabriquer les disques normalisés Fig. III-4, les spécifications des disques sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau III-3. Spécification des disques normalisés pour les tests de tribologie

Épaisseur	8 mm
Diamètre	60 mm

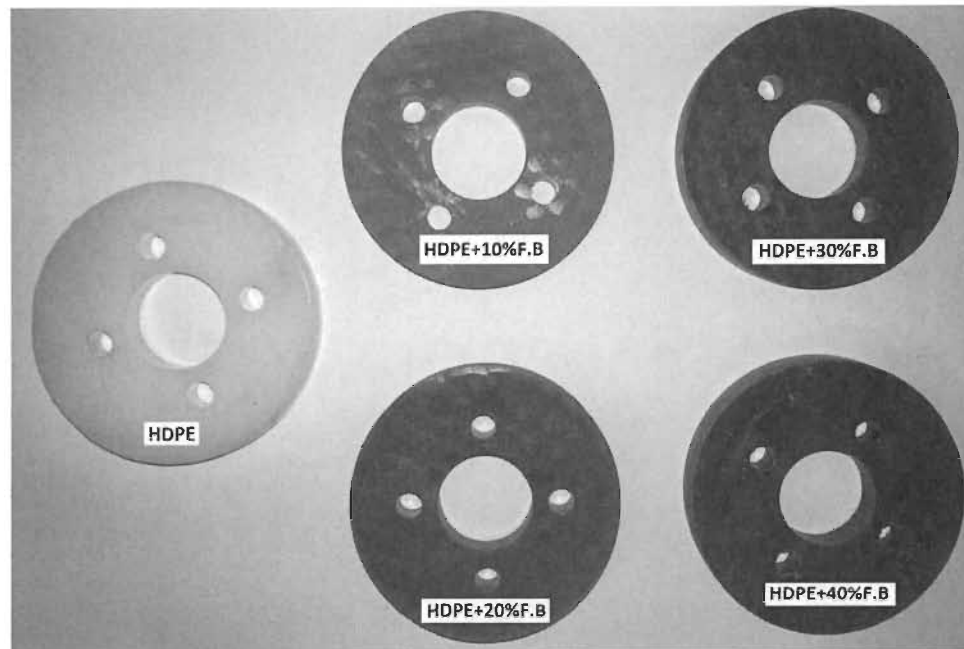


Figure III-4. Échantillons des disques normalisés fabriqués pour l'étude

III.2 Étude expérimentale

Pour un engrenage, les paramètres de fonctionnement dominants tels que la vitesse de glissement et la charge, ainsi que les paramètres géométriques tels que le module et la courbure des surfaces en contact varient avec la position de contact sur le profil de la dent. Par conséquent, le fonctionnement des engrenages est un processus très compliqué à comprendre. Pour mieux étudier ce processus, la solution consiste à appliquer les mêmes conditions de charge et de vitesse à une géométrie beaucoup plus simple.

Un exemple d'une telle simulation est l'utilisation de deux disques cylindriques tournant l'un contre l'autre en contact bord à bord, chacun tournant à une vitesse différente. En faisant varier les vitesses relatives des disques (c.-à-d. en modifiant le rapport entre la vitesse de glissement et la vitesse de laminage, appelé « rapport de glissement ») et la charge normale [1]. Cependant, la simulation des engrenages ne peut jamais être vraiment représentative, car les changements de vitesse de glissement, la flexibilité des dents et les différences dans les conditions thermiques rendent les conditions de contact très

différentes. De plus, les taux de glissement dans les essais sur disque double tendent à être limités à environ 30%, alors que les taux de glissement supérieurs à 30% se retrouvent tout au long du cycle d'engrènement des dents d'engrenage.

Comme il était mentionné précédemment, cinq matériaux en composite de polyéthylène renforcé par des fibres de bouleau différent par rapport au pourcentage de fibres introduit 0, 10, 20, 30, et 40%, ont été utilisés pour fabriquer les engrenages droits et les éprouvettes cylindriques.

Les études expérimentales dans ce projet consistent d'une part à réaliser des tests sur banc d'essai à engrenages en fonctionnement réel simulé pour l'évaluation de l'échauffement, la perte de masse et de couple, d'autre part à effectuer les essais normalisés de tribologie sur éprouvettes cylindriques pour la caractérisation du comportement tribo-mécanique (échauffement et usure).

La comparaison de résultats des deux types d'essais permettra ensuite de mettre une méthode d'évaluation des performances énergétiques des engrenages en évaluant le rendement via les performances tribo-mécaniques.

III.2.1 Essais sur engrenages

Les essais de caractérisation d'usure par la perte de masse et de couple des engrenages ont été réalisés sur le banc d'essai à engrenages du laboratoire de génie mécanique à l'UQTR.

III.2.1.1 Principe de fonctionnement

Le banc d'essai à engrenages du laboratoire de génie mécanique à l'UQTR est un ensemble d'éléments conçus permettant de mettre en rotation deux trains d'engrenages et appliquer un couple prescrit.

Il s'agit d'une boîte hermétique (unité esclave reliée directement au moteur) et des engrenages d'essai (unité de test), les deux unités sont reliées entre elles par un arbre avec cardan et un arbre de torsion équipé d'un vérin rotatif permettant l'application hydraulique

d'un couple statique dans la direction de rotation, le couple est mesuré par le couple-mètre en continu.

L'unité esclave contient un pignon et une roue menée métalliques identiques lubrifiés automatiquement avec un filet d'huile ; l'unité de test se compose de deux supports sur les extrémités des deux arbres dédiés pour placer les roues à denture droite d'essai.

Un moteur électrique (Louis Allis, Type PJMX, 575 V, 3 H P) transmet le mouvement rotatif via l'unité esclave à l'unité de test ; un variateur de vitesse Cleveland (Séries 66A, size 6K42M) couplé au moteur permet d'effectuer des essais à différentes vitesses.

La figure III-5 montre la machine à engrenages et les instruments de mesure et la figure III-6 en donne une représentation schématique du montage du banc d'essai.

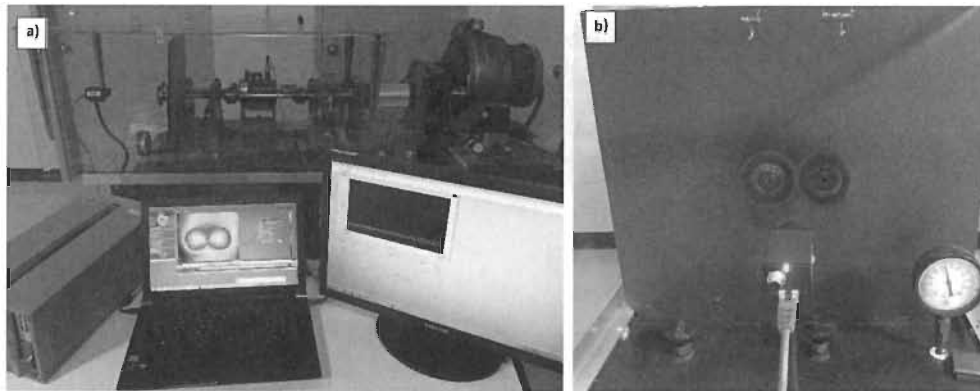


Figure III-5. a) Le montage de banc à engrenages, b) Caméra thermique utilisée et les engrenages peints en noir

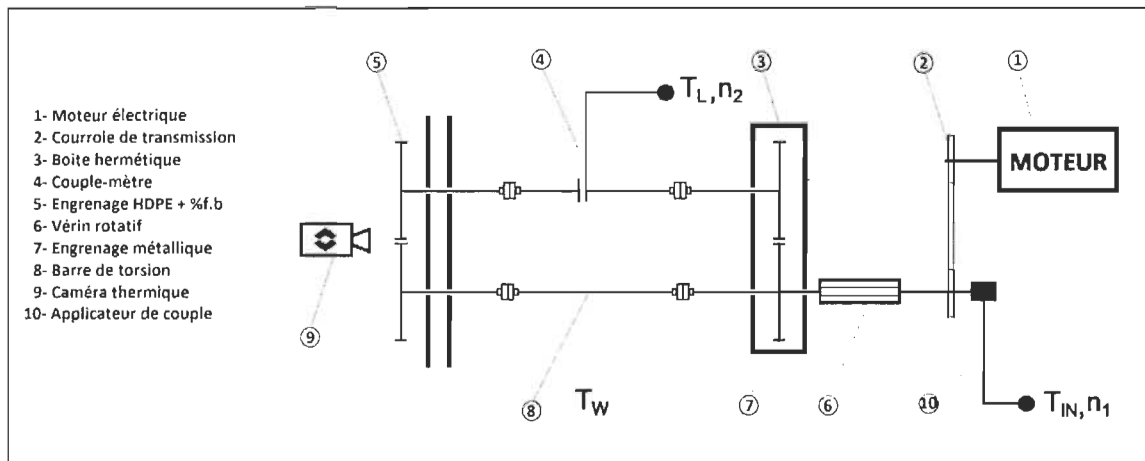


Figure III-6. Schéma de principe de banc à engrenages

III.2.1.2 Plan d'expérience

Au total, soixante essais ont été effectués dont douze pour chaque matériau.

Les conditions expérimentales sont les mêmes pour les cinq types de matériaux étudiés : trois valeurs de vitesse de rotation à savoir 500 tr/min, 1000 tr/min, et 1500 tr/min et quatre couples différents 2 Nm, 4 Nm, 5 Nm, et 6 Nm. Les essais se sont déroulés à sec (sans aucune lubrification), à la température ambiante de 22 ± 2 °C.

Tableau III-4. Plan d'expérience pour chaque matériau

Couple \ Vitesse	500 tr/min	1000 tr/min	1500 tr/min
2 Nm	R1/P2	R3/P4	R5/P6
4 Nm	R7/P8	R9/P10	R11/P12
5 Nm	R13/P14	R15/P16	R17/P18
6 N.m	R19/P20	R21/P22	R23/P24

R : Roue menée, P : Pignon.

La machine a été lancée sans charge à une vitesse constante, puis le couple a été appliqué progressivement jusqu'à la valeur désirée sans affecter la rotation de l'engrenage. Le couple appliqué dépend de la pression d'air fournie à l'actionneur et a été mesuré par un

compteur de couple qui a été installé sur l'arbre d'entraînement. La pression de l'air dans le cylindre a ensuite été contrôlée pendant le fonctionnement par une carte de contrôle pour contrôler le couple résistant qui était appliqué aux engrenages.

III.2.1.3 Acquisition des données de banc à engrenages

Quatre paramètres de test sont enregistrés : couple, température, usure et nombre de cycles à la défaillance ou la fin de test.

III.2.1.3.1 Mesure d'usure

L'usure est mesurée indirectement en enregistrant le poids de chaque éprouvette avant et après le test avec une balance à une précision de l'ordre de $\pm 10^{-3}$ g. Il convient de noter que l'usure est donnée par la réduction du poids des deux roues dentées qui ont subi le test, et non par le volume de matériau enlevé, comme c'est la procédure normale pour enregistrer les mesures d'usure.

III.2.1.3.2 Mesures de couple

Le couple et la durée de test sont contrôlés et enregistrés par un logiciel en boucle fermée dans une interface LabVIEW de National Instruments, à l'aide d'un micro-ordinateur (Fig. III-5. a). L'écran de l'ordinateur fournit un graphique continu du couple à mesure que le test se déroule, en temps réel. Comme les tests durent parfois quatre heures, l'écran est rafraîchi périodiquement.

III.2.1.3.3 Mesures thermiques

La température a été mesurée à l'aide d'une caméra thermique FLIR A35. Cette caméra peut lire des températures de -25 °C à 136 °C pour une zone de 320 à 256 pixels à une fréquence de rafraîchissement de 60 Hz. Les engrenages testés étaient montés pour lire leurs faces latérales (Fig. III-5 et III-6). Les faces des engrenages testés ont été peintes avec de la peinture noire. Les supports et les mécanismes de la plate-forme d'essai derrière les engrenages de l'essai ont été cachés en utilisant une feuille de papier noire qui a été mise en place avant le début des essais. Le but de cette procédure était de garantir un champ de vision complet de la caméra et à la fois éviter les réflexions. La température de l'engrenage

peut varier en fonction du point de mesure, de sorte que la température utilisée dans cette étude était la température maximale pour toute l'image thermique de la zone près du contact entre les dents d'engrenage.

III.2.2 Essais de tribologie normalisés

Les essais analytiques de tribologie ont été réalisés au laboratoire de laboratoire de génie mécanique à l'UQTR avec le tribomètre TE53 de la compagnie PLINT PARTNER.

Cette partie d'étude expérimentale consiste à des tests de frottement des échantillons normalisés en contact de roulement / glissement combiné.

Ces essais ont pour but de mesurer la perte de masse et déterminer l'évolution de coefficient du frottement et de l'échauffement des éprouvettes.

III.2.2.1 Principe de fonctionnement

Un boîtier de roulement porte deux arbres parallèles. L'arbre inférieur porte une bague à profil plat ou un galet et est relié à un moteur réducteur à courant alternatif avec variateur de fréquence à variateur de vitesse.

Les deux éprouvettes sont installées sur deux arbres parallèles. L'arbre inférieur est supporté par des paliers lisses et a un axe fixe. L'arbre supérieur est monté sur des roulements sphériques et peut pivoter autour de la ligne de contact du pignon avec un rayon de pivot de 100 mm. L'arbre supérieur est donc libre de se déplacer sur l'axe vertical et l'axe horizontal. Une charge est appliquée à l'arbre supérieur par l'intermédiaire d'une épingle qui retient l'arbre dans l'axe vertical. Les poids morts sont placés sur le support de poids avec un rapport de levier de bras de charge de 5:1, ainsi 10 N appliqué sur le support de poids applique une charge de 50 N sur l'échantillon. Le bras de chargement peut être levé et replié sur l'arrière de la machine pour accéder aux disques éprouvette.

Le mouvement horizontal de l'arbre est restreint par une jauge de contrainte d'effort. Celle-ci permet de mesurer les forces tangentielles dans le contact qui sont toujours dans la même direction.

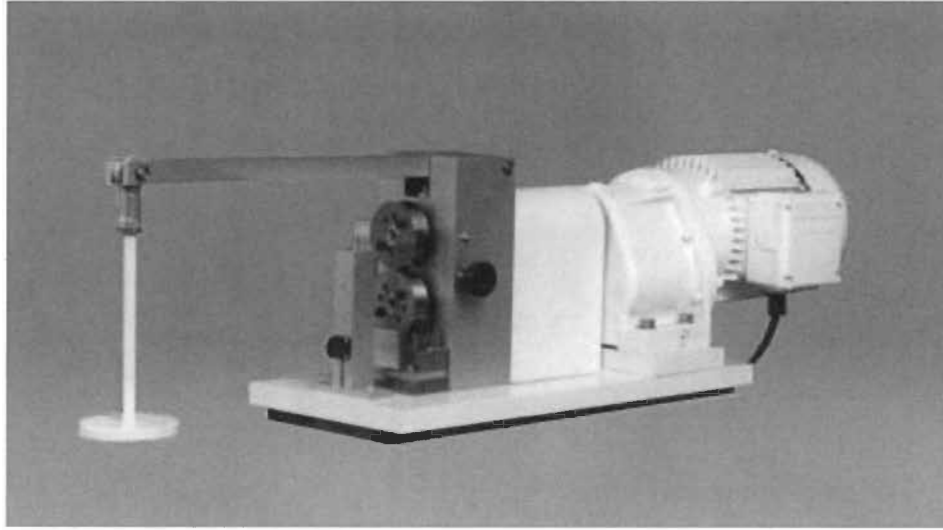


Figure III-7. La machine d'essai de friction et d'usure multi-usage TE53 de PLINT PARTNER

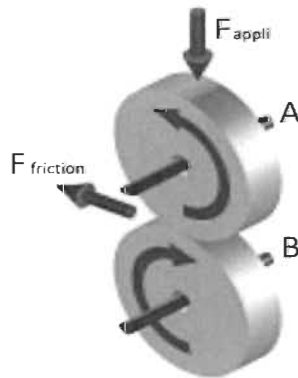


Figure III-8. Représentation de principe du mesure du coefficient de frottement

$$f = \frac{F_{friction}}{F_{appli.}}$$

f : Coefficient de frottement

Tableau III-5. Condition de conduites des expériences

Lettre correspondante	N ₁	N ₂	S [%]
A	57	56	1.79
B	41	39	5.13
C	50	46	8.70
D	63	57	10.53
E	51	45	13.33
F	52	44	18.18
G	66	54	22.22

Note : les valeurs en gras sont utilisées pour la réalisation des tests.

N₁ : Nombre de dents du pignon supérieur.

N₂ : Nombre de dents du pignon inférieur.

S : Taux de Glissement [%].

Chaque lettre de la colonne de gauche définit les pignons qui doivent être montés sur l'arbre supérieur et inférieur suivant les taux de glissement S de la colonne de droite.

III.2.2.2 Plan d'expérience

Cinq différents matériaux composites ont été utilisés dans les tests.

Quatre taux de glissement étaient sélectionnés comme présenté dessus dans le tableau III-5 pour définir les pignons qui doivent être montés sur les arbres A et B de tribomètre TE53.

Une vitesse de rotation constante de 850 tr/min était choisie pour tous les tests.

Les tests ont progressé par la variation de la force normale appliquée sur les éprouvettes ; trois valeurs de la force normale ont été choisies 238 N, 287 N, 336 N (tableau III-2).

Tableau III-6. Plan d'expérience pour chaque matériau

$F_{\text{appli.}}$ S	238 N	287 N	336 N
1.79 %	D ₁ /d ₂	D ₃ /d ₄	D ₅ /d ₆
5.13 %	D ₇ /d ₈	D ₉ /d ₁₀	D ₁₁ /d ₁₂
10.53 %	D ₁₃ /d ₁₄	D ₁₅ /d ₁₆	D ₁₇ /d ₁₈
22.22 %	D ₁₉ /d ₂₀	D ₂₁ /d ₂₂	D ₂₃ /d ₂₄

D : Disque supérieur, d : Disque inférieur

Le logiciel de pilotage Compend 2000 de tribomètre TE53 permet deux modes de pilotage : manuel et automatique.

Dans nos essais, on a opté pour le pilotage automatique, une séquence d'essai précédemment programmé a été utilisée pour régler les différents paramètres (Fig.III.9).

La description complète des fonctions de la séquence d'essais est donnée dans le guide d'utilisation du logiciel Compend 2000.

Test File View

File View Alarms Edit

TE63 ROLLING SLIDING TEST

	Comment	Step No.	Next Step	Loop Count	Step Time	Data Mode	Speed SP	Temperat SP	Motor Enable	Heater Enable	Counter Reset
	New>>>	1	2	0	10		0	0	DISABLED	DISABLED	COUNT
	Start Machine	2	3	0	2		0	22	DISABLED	DISABLED	RESET
	'Apply Load, Zero Friction '	3	4	0	P Pause		0R	0R	DISABLED	DISABLED	RESET
	Start Motor and run at 300 rpm	4	5	10	15	1sec	300	0R	ENABLED	DISABLED	COUNT
	Incr +300	5	6	0	15	1sec	600	0R	ENABLED	DISABLED	COUNT
	Max Speed 850	6	7	0	14400	1sec	850	0R	ENABLED	DISABLED	COUNT
▶	End test	7	Exit	0	10	1sec	0	0R	ENABLED	DISABLED	COUNT
		8	9	0	10		0R	0R	DISABLED	DISABLED	COUNT
		9	10	0	10		0R	0R	DISABLED	DISABLED	COUNT
		10	11	0	10		0R	0R	DISABLED	DISABLED	COUNT
		11	Exit	0	10		0R	0R	DISABLED	DISABLED	COUNT

Figure III-9. Séquence d'essais de roulement / glissement programmé sur le TE53

III.2.2.3 Acquisition des données

Avant de démarrer une séquence d'essai sur TE53, c'est très important de créer un fichier de données ou de sélectionner un déjà existant en utilisant le menu « Data File » et « Open Data File » dans le panneau de contrôle de la séquence d'essai.

Si un fichier de données a été sélectionné, l'entête de la séquence d'essai est affiché pour que l'utilisateur remplisse les informations requises sur la partie droite de l'entête.

Une fois l'entête complété, en cliquant sur « OK », la séquence débute, l'état de l'essai (« TEST STATUS ») dans la barre de menu de la fenêtre principale de Compend 2000 est « TEST RUNNING ».

La séquence se déroule jusqu'à que l'étape ayant « EXIT » dans la séquence d'essai soit exécutée, ou que l'essai soit interrompu soit par un seuil de sécurité configuré dans la séquence d'essai soit par l'utilisateur en cliquant sur le bouton « STOP ».

La séquence d'essai se déroule comme programmée dans la fenêtre de visualisation de l'essai, sauf si l'utilisateur met en pause la séquence en cliquant sur le bouton « PAUSE ». Pause, interrompt l'horloge de l'essai et gèle les consignes et les taux d'application dans leurs états.

Un graphique en temps réel se réinitialise automatiquement au début de l'essai lorsque le bouton START est sélectionné. En fin d'essai le graphique s'arrête permettant ainsi d'être imprimé.

Une fois l'essai terminé, le fichier de données est automatiquement fermé.

Les données (vitesse, force, coefficient de frottement, etc.) peuvent être visualisées sous Excel à partir de deux menus. Dans la fenêtre de contrôle de l'essai ou dans la fenêtre principale de Compend 2000, en sélectionnant dans les deux cas le menu « Data File » et ensuite « View Data File in Excel ». La liste des fichiers de données sauvegardés est affichée et le fichier sélectionné est ensuite ouvert dans Excel.

Les fichiers sont enregistrés dans un format TSV (données séparées par tabulation) qui est compatible avec Excel.

Les résultats obtenus permettent de comparer les différents paramètres mesurés et de les étudier par la suite.

Les différents résultats obtenus seront présentés en détail dans le chapitre 5 avec une discussion critique sur les différents résultats en fonction des paramètres tels que :

- La variation de la perte de masse en fonction des matériaux;
- La variation de la perte de masse en fonction de la charge appliquée ;
- La variation du coefficient de frottement en fonction des matériaux ;
- La variation du coefficient de frottement en fonction des taux de glissement ;

CHAPITRE IV - ANALYSE ET DISCUSSION DES RÉSULTATS

Dans ce chapitre, on traitera les différents résultats des tests expérimentaux réalisés, les résultats obtenus reflètent les démarches et les montages qui ont déjà été décrits dans le chapitre précédent (chapitre III).

La première partie traite des résultats obtenus à travers chaque type de test à savoir ; les tests sur engrenages et sur les disques normalisés, ensuite à la deuxième partie une analyse comparative des résultats des deux tests sera effectuée.

IV.1 INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS

IV.1.1 Résultats des essais sur banc à engrenages

Ces résultats représentent la perte de masse et la perte de couple (avant et après le fonctionnement), ainsi que l'échauffement des engrenages pendant le fonctionnement à trois vitesses de rotation (500 tr/min, 1000 tr/min, et 1500 tr/min) et quatre valeurs de couple appliqué (2 Nm, 4 Nm, 5Nm, et 6Nm).

Dans les tableaux IV-1, VI-2 et VI-3 ci-dessous on retrouve les résultats obtenus de la perte de masse des différents engrenages après le fonctionnement réel simulé.

Après l'analyse de ces trois tableaux, on constate que les roues dentées dans la position menée ont souvent subi la perte de masse ou la défaillance des dents la plus importante par rapport aux engrenages dans la position menante.

IV.1.1.1 Perte de masse

L'usure est présentée ici sous forme de pourcentage Δm [%] de la somme des pertes de masse des deux roues menée et menante calculée selon l'équation IV-1.

Le tableau IV-1 présente les résultats obtenus pour les roues menante et menée durant des essais effectués avec une vitesse de rotation de 500 tr/min sur des paires de roues identiques des cinq composites étudiés.

Tableau IV-1. Différence de poids des engrenages à 500 tr/min

			Vitesse de rotation = 500 tr/min						
			Poids avant [g]		Poids après [g]		Perte de masse en [%]		
Couple	Mené	Menant	P. mené	P. menant	P. mené	P. menant	Δm mené	Δm menant	Δm Sav-Sap
2 N.m	E29.00	E30.00	20,971	21,199	20,95	21,183	0,10014	0,07548	0,08774
	E01.10	E02.10	21,883	21,684	21,875	21,676	0,03656	0,03689	0,03673
	E01.20	E02.20	23,339	23,599	23,33	23,59	0,03856	0,03814	0,03835
	E11.30	E10.30	24,414	24,472	24,411	24,47	0,01229	0,00817	0,01023
	E01.40	E02.40	25,507	25,571	25,505	25,57	0,00784	0,00391	0,00587
4 N.m	E03.00	E04.00	21,068	20,926	21,053	20,911	0,07120	0,07168	0,07144
	E03.10	E04.10	21,878	21,762	21,692	21,639	0,85017	0,56521	0,70807
	E27.20	E28.20	23,466	23,502	23,454	23,488	0,05114	0,05957	0,05536
	E03.30	E04.30	24,351	24,447	24,346	24,441	0,02053	0,02454	0,02254
	E03.40	E05.40	25,778	25,813	25,774	25,81	0,01552	0,01162	0,01357
5 N.m	E05.00	E06.00	20,86	20,919	20,845	20,912	0,07191	0,03346	0,05266
	E05.10	E06.10	21,995	21,66	21,787	21,652	0,94567	0,03693	0,49479
	E05.20	E06.20	23,31	23,558	23,296	23,542	0,06006	0,06792	0,06401
	E05.30	E06.30	24,438	24,447	24,429	24,439	0,03683	0,03272	0,03478
	E05.40	E06.40	25,335	25,53	25,328	25,523	0,02763	0,02742	0,02752
6 N.m	E07.00	E08.00	20,731	20,53	20,723	20,523	0,03859	0,03410	0,03635
	E07.10	E08.10	22,13	21,698	21,759	21,693	1,67646	0,02304	0,85790
	E07.20	E08.20	23,274	23,821	23,26	23,804	0,06015	0,07137	0,06582
	E07.30	E08.30	24,331	24,632	24,32	24,618	0,04521	0,05684	0,05106
	E07.40	E08.40	25,197	25,117	25,187	25,108	0,03969	0,03583	0,03776

Légende: Eij : Identification de l'éprouvette

Eij.00 = Eij.HDPE, Eij.10 = Eij.HDPE+10%Fb, Eij.20 = Eij.HDPE+10%Fb, Eij.30 = Eij.HDPE+30%Fb, Eij.40 = Eij.HDPE+40%Fb.

$$\Delta m (S_{av} - S_{ap})[\%] = \frac{(\Delta P_{mené} + \Delta P_{menant})100}{P_{mené} + P_{menant}} \quad (IV-1)$$

Δm : La perte de masse,

S_{av} et S_{ap} : la somme de poids de la paire de roues avant et après l'essai

$$\text{Où : } \begin{cases} \Delta P_{\text{mené}} = P_{\text{mené av.}} - P_{\text{mené ap.}} \\ \Delta P_{\text{menant}} = P_{\text{menant av.}} - P_{\text{menant ap.}} \end{cases} \quad (\text{IV-2})$$

La figure IV-1 présente le comportement à l'usure des engrenages en composites HDPE obtenu après les essais de fonctionnement réel simulé à une vitesse de rotation constante de 500 tr/min et différents couples.

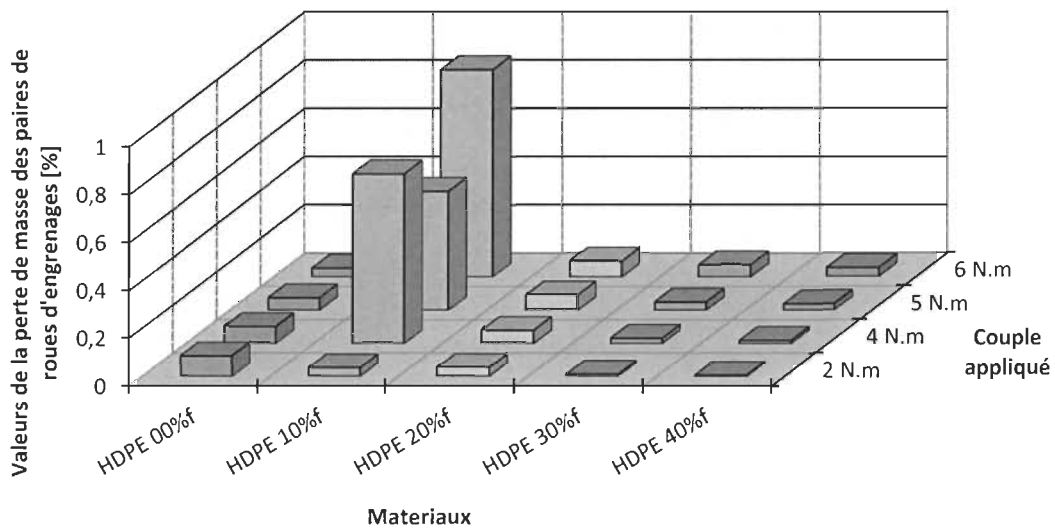


Figure IV-1. Évolution de la perte de masse des engrenages à une vitesse de rotation de 500 tr/min

Il peut être observé que la valeur de perte de masse est inversement proportionnelle au pourcentage de fibres introduit dans le composite pour 0, 20, 30, 40% respectivement.

A 2 Nm la perte de masse augmente en fonction de taux de fibres dans l'ordre de : HDPE+40Fb = 0.005% < HDPE+30Fb = 0.01% < HDPE+10Fb = 0.036% < HDPE+20Fb = 0.038% < HDPE = 0.087% et la plage de variation de la perte de masse est de 0.087% - 0.005%.

Cependant avec des couples de 4 Nm, 5 Nm et 6 Nm la perte de masse augmente en fonction de taux de fibres dans l'ordre de : $HDPE+40Fb = 0.013\% < HDPE+30Fb = 0.022\% < HDPE+20Fb = 0.055\% < HDPE = 0.071\% < HDPE+10Fb = 0.708\%$, les pertes de masse les plus élevées enregistrées sont 0.701%, 0.494% et 0.857% de la masse initiale de la paire de roues d'engrenage dans le cas de HDPE+10fb avec les couples 4 Nm, 5 Nm et 6 Nm respectivement. Cette perte élevée est causée par la défaillance totale d'engrenage et le bris des dents d'engrenages à la racine à cause que la température maximale atteinte, une valeur trop élevée par rapport à la valeur maximale de température lorsque le couple est 2 Nm.

En général, la perte de masse augmente de façon significative avec l'augmentation de couple appliqué ; la variation de la perte de masse augmente légèrement en fonction des couples appliqués lorsque la vitesse de rotation est de l'ordre de 500 tr/min.

Le tableau IV-2 présente les résultats obtenus pour les roues menante et menée durant des essais effectués avec une vitesse de rotation de 1000 tr/min sur des paires de roues identiques des cinq composites étudiés.

Tableau IV-2. Différence de poids des engrenages à 1000 tr/min

			Vitesse de rotation = 1000 tr/min						
			Poids avant [g]		Poids après [g]		Perte de masse en [%]		
Couple	Mené	Menant	P. mené	P. menant	P. mené	P. menant	Δm mené	Δm menant	Δm Sav-Sap
2 N.m	E9.00	E10.00	20,873	20,664	20,858	20,515	0,07186	0,72106	0,39483
	E9.10	E10.10	21,519	22,208	21,506	22,196	0,06041	0,05403	0,05717
	E9.20	E10.20	23,883	23,502	23,872	23,492	0,04606	0,04255	0,04432
	E13.30	E12.30	24,616	24,598	24,606	24,59	0,04062	0,03252	0,03657
	E1.40	E2.40	25,751	25,581	25,746	25,574	0,01942	0,02736	0,02338
4 N.m	E9.00	E10.00	20,153	20,479	20,022	20,475	0,65003	0,01953	0,33225
	E31.10	E32.10	21,767	21,915	21,627	21,911	0,64318	0,01825	0,32966
	E11.20	E12.20	23,916	23,618	23,652	23,609	1,10386	0,03811	0,57433
	E29.30	E28.30	24,542	24,46	24,534	24,45	0,03260	0,04088	0,03673
	E11.40	E12.40	25,756	25,644	25,748	25,634	0,03106	0,03900	0,03502
5 N.m	E13.00	E14.00	20,688	20,717	20,469	20,711	1,05858	0,02896	0,54341
	E13.10	E14.10	21,828	21,664	21,37	21,396	2,09822	1,23708	1,66927
	E13.20	E14.20	23,531	23,414	23,306	23,404	0,95619	0,04271	0,50059
	E17.30	E16.30	24,478	24,513	24,337	24,504	0,57603	0,03672	0,30618
	E33.40	E34.40	25,485	25,636	25,34	25,627	0,56896	0,03511	0,30125
6 N.m	E15.00	E16.00	21,064	21,09	20,737	21,079	1,55241	0,05216	0,80182
	E19.10	E20.10	21,798	21,961	21,594	21,96	0,93587	0,00455	0,46848
	E15.20	E16.20	23,762	24,054	23,669	23,886	0,39138	0,69843	0,54584
	E33.30	E34.30	24,855	24,653	24,716	24,645	0,55924	0,03245	0,29692
	E29.40	E30.40	25,964	25,676	25,801	25,662	0,62779	0,05453	0,34276

La figure IV-2 présente le comportement à l'usure des engrenages en composites HDPE obtenus après les essais de fonctionnement réel simulé à une vitesse de rotation constante de 1000 tr/min et différents couples.

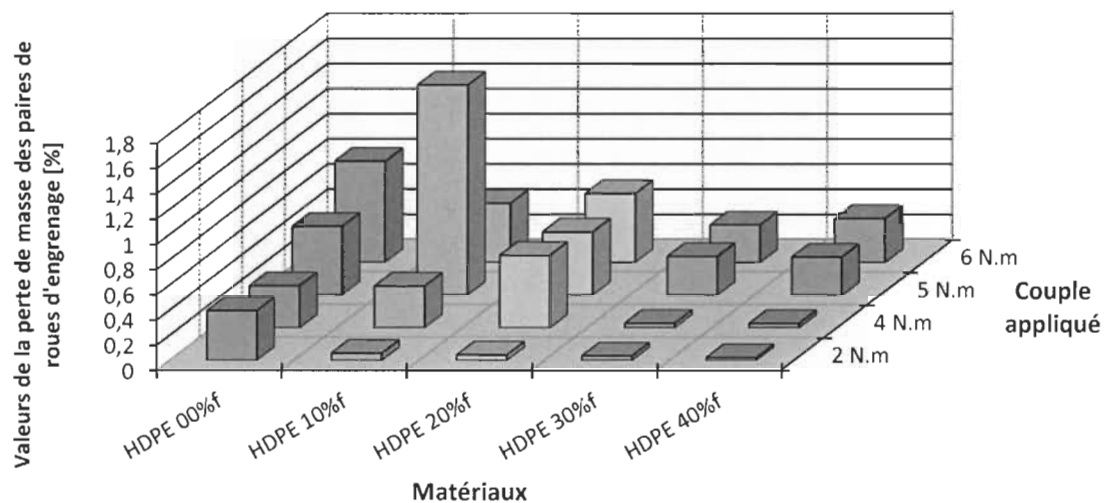


Figure IV-2. Évolution de la perte de masse des engrenages à une vitesse de rotation de 1000 tr/min

La perte de masse la plus élevée est de 1.66% de la masse initiale de la paire de roues d'engrenage dans le cas de HDPE+10Fb à 5 Nm et les pertes de masse les plus basse sont enregistrés à 2 Nm dans l'ordre de HDPE+40Fb = 0.023% < HDPE+30Fb = 0.036% < HDPE+20Fb = 0.044% < HDPE+10Fb = 0.057% < HDPE = 0.39%. Lorsque le couple a augmenté à 4 Nm des pertes de masse faible sont enregistrées dans les cas de HDPE+40Fb = 0.035% et HDPE+30Fb = 0.036%.

Comme il été mentionné avant dans le cas de 500 tr/min, la valeur de perte de masse en général est inversement proportionnelle au pourcentage de fibres introduit dans le composite.

Comme dans le cas des essais à 500 tr/min, la perte de masse augmente de façon significative avec l'augmentation de couple appliqué. Cependant, lorsque la vitesse de rotation est de l'ordre de 1000 tr/min, la variation de la perte de masse augmente à des

valeurs relativement plus élevées, sauf dans les cas d'engrenages en HDPE+40Fb ou HDPE+30Fb à 2 Nm et 4 Nm et les cas d'engrenages en HDPE+20Fb ou HDPE+10Fb à 2 Nm les valeurs de perte de masse sont comparables à celles les pertes de masse lorsque la vitesse de rotation est 500tr/min.

Le tableau IV-3 présente les résultats obtenus pour les engrenages menants et menés durant des essais effectués avec une vitesse de rotation de 1500 tr/min sur des paires de roues d'engrenage identiques des cinq composites étudiés.

Tableau IV-3 Différences de poids des engrenages à 1500 tr/min

			Vitesse de rotation = 1500 tr/min						
			Poids avant [g]		Poids après [g]		Perte de masse en [%]		
Couple	Mené	Menant	P. mené	P. menant	P. mené	P. menant	Δm mené	Δm menant	Δm Sav-Sap
2 N.m	E17.00	E18.00	20,64	20,817	20,502	20,809	0,66860	0,03843	0,35217
	E21.10	E22.10	21,35	21,959	21,339	21,946	0,05152	0,05920	0,05542
	E19.20	E20.20	23,33	23,28	23,32	23,271	0,04286	0,03866	0,04076
	E21.30	E20.30	24,376	24,43	24,367	24,421	0,03692	0,03684	0,03688
	E17.40	E18.40	25,696	25,232	25,688	25,225	0,03113	0,02774	0,02945
4 N.m	E17.00	E18.00	21,009	20,931	20,741	20,923	1,27564	0,03822	0,65808
	E23.10	E24.10	21,356	22,207	21,238	22,202	0,55254	0,02252	0,28235
	E21.20	E22.20	23,162	23,828	23,021	23,821	0,60876	0,02938	0,31496
	E23.30	E22.30	24,569	24,545	24,414	24,536	0,63088	0,03667	0,33392
	E21.40	E22.40	25,552	25,822	25,401	25,814	0,59095	0,03098	0,30950
5 N.m	E21.00	E22.00	20,753	20,781	20,614	20,768	0,66978	0,06256	0,36597
	E25.10	E26.10	21,697	22,101	21,605	22,09	0,42402	0,04977	0,23517
	E23.20	E24.20	23,322	23,224	23,172	23,217	0,64317	0,03014	0,33730
	E25.30	E24.30	24,618	24,263	24,464	24,257	0,62556	0,02473	0,32733
	E23.40	E24.40	25,266	25,442	24,961	25,358	1,20716	0,33016	0,76714
6 N.m	E23.00	E24.00	21,13	20,758	20,983	20,745	0,69569	0,06263	0,38197
	E27.10	E28.10	21,658	21,833	21,581	21,825	0,35553	0,03664	0,19544
	E25.20	E26.20	23,464	23,34	23,253	23,335	0,89925	0,02142	0,46150
	E27.30	E26.30	24,61	24,298	24,468	24,246	0,57700	0,21401	0,39666
	E25.40	E26.40	25,942	25,747	25,785	25,665	0,60520	0,31848	0,46238

La figure IV-3 présente le comportement à l'usure des engrenages en composites HDPE obtenus après les essais de fonctionnement réel simulé à une vitesse de rotation constante de 1500 tr/min et différents couples.

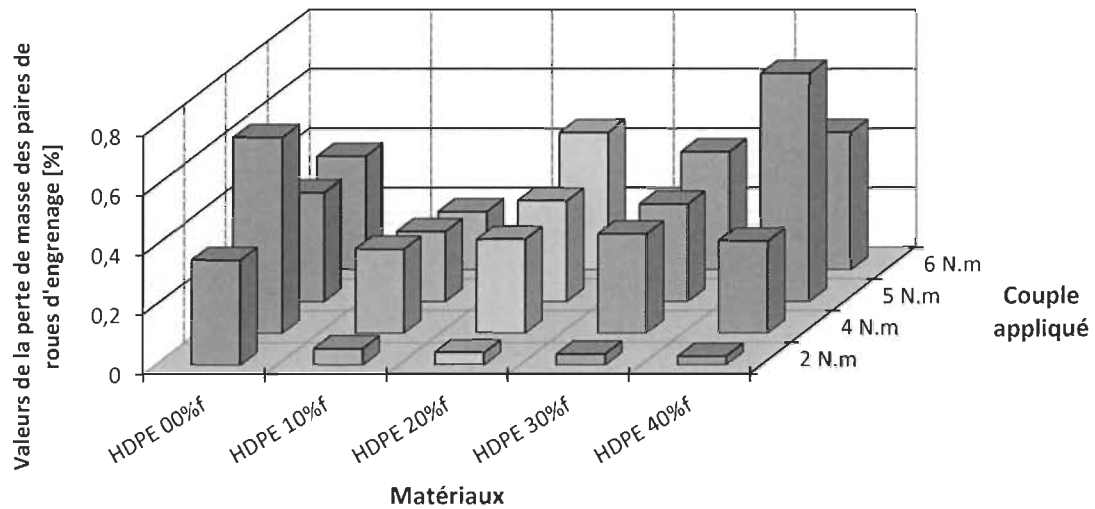


Figure IV-3. Évolution de la perte de masse des engrenages à une vitesse de rotation de 1500 tr/min

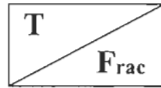
Les valeurs de perte de masse les moins élevées sont enregistrées à 2 Nm avec les engrenages en HDPE+40Fb = 0.029% < HDPE+30Fb = 0.036% < HDPE+20Fb = 0.04% < HDPE+10Fb = 0.055%. La valeur de perte de masse la plus élevée est de 0.76% enregistrée dans le cas de la paire de roue d'engrenage en HDPE+40Fb à 5 Nm ; dans tout le reste des cas, la perte de masse varie de 0.195% à 0.65% de la masse initiale de la paire d'engrenages.

IV.1.1.2 Perte de couple et l'échauffement des engrenages

Le tableau IV- 8 présente une synthèse de toutes les mesures de température maximale et de perte de couple enregistrées lors des essais de fonctionnement réel simulé des engrenages en composites HDPE fibres de bouleau à différentes vitesses de rotation et couples appliqués.

Tableau IV-4. Variation de la température maximale et la perte de couple F_{rac} avec le matériau, le couple initial et la vitesse de rotation

		2 Nm	4 Nm	5 Nm	6 Nm
HDPE 00%	500 tr/min	44,1°C 83.7%	52,8°C 86.3%	58,8°C 81.7%	49,3°C 83.2%
	1000 tr/min	42,5°C 74.3%	45,9°C 91.3%	51,9°C 87.2%	54,6°C 75.5%
	1500 Tr/min	43,0°C 94,3%	48,8°C 74,7%	52,9°C 71.9%	55,8°C 91.5%
HDPE 10%	500 tr/min	37,7°C 80%	71°C 81.4%	67,6°C 78.1%	49,2°C 80.7%
	1000 tr/min	39°C 96.7%	49,9°C 82.9%	51,8°C 77.8%	53,2°C 82.9%
	1500 Tr/min	43°C 94.9%	48,9°C 92.6%	52,7°C 71.4%	51,7°C 79%
HDPE 20%	500 tr/min	42,2°C 79.6%	47,5°C 91%	45,1°C 71.1%	45,2°C 89.7%
	1000 tr/min	40,5°C 76.5%	44,4°C 84.9%	45,6°C 90.9%	50,2°C 90.5%
	1500 Tr/min	40,6°C 87.9%	46,6°C 85.9%	49,7°C 91.1%	52,7°C 95.5%
HDPE 30%	500 tr/min	34,7°C 89.6%	41,1°C 86.8%	42°C 78.4%	46°C 97.1%
	1000 tr/min	39,5°C 87.8%	42,2°C 96.4%	44,8°C 78.1%	55,6°C 84.9%
	1500 Tr/min	42°C 89.2%	47,2°C 95%	47,7°C 95.2%	48,7°C 94.2%
HDPE 40%	500 tr/min	40,7°C 95.2%	42,8°C 97.2%	44,3°C 92.7%	43°C 95.8%
	1000 tr/min	38,5°C 93.2%	42,8°C 96.6%	46°C 95.4%	47,5°C 92.8%
	1500 Tr/min	39°C 96.7%	44,6°C 95.1%	48,3°C 92.6%	51,6°C 95.9%

Légende

T = Température en °C

F_{rac} = Pourcentage conservé du couple initial (%)

L'analyse du tableau permet de faire les observations suivantes :

- De manière générale, la plage de variation de température est de 34.7 °C à 71°C, la plus basse température est enregistrée sur une paire de roues d'engrenage en HDPE+30Fb dans le cas de 500 tr/min et 2 Nm et la température la plus élevée est enregistrée sur une paire de roues d'engrenage en HDPE+10Fb dans le cas de 500 tr/min et 4 Nm.
- La plage de variation de perte de couple est de 2.8% à 28.9%, la perte de couple la plus élevée est enregistrée avec un pair d'engrenages en HDPE+%20Fb et la perte de couple la plus basse est enregistrée avec une paire de roues d'engrenage en HDPE+40%Fb.
- Les engrenages en HDPE+40%Fb et HDPE+30%Fb présentent en général les meilleurs résultats de températures et pertes de couple pour toutes les combinaisons de vitesse de rotation et le couple initial ; ils sont aussi les engrenages les plus résistants à l'usure.
- Les engrenages en HDPE et en HDPE+10%Fb sont les engrenages les moins résistants à l'usure.
- La vitesse de rotation influence moins la perte de couple dans le cas des engrenages en HDPE+40Fb, la plage de variation de couple conservé est de 2.3% à 4.5% pour les trois vitesses entre dans la marge d'erreur des instruments de mesures.

Les graphiques IV-4, IV-5, IV-6 et IV-7 présentent les valeurs de couple conservé de toutes les paires de roues d'engrenage de composite HDPE en fonction de taux de fibres introduit avec les vitesses 500, 1000, 1500 tr/min et à différents couples appliqués 2, 4, 5 et 6 N.m.

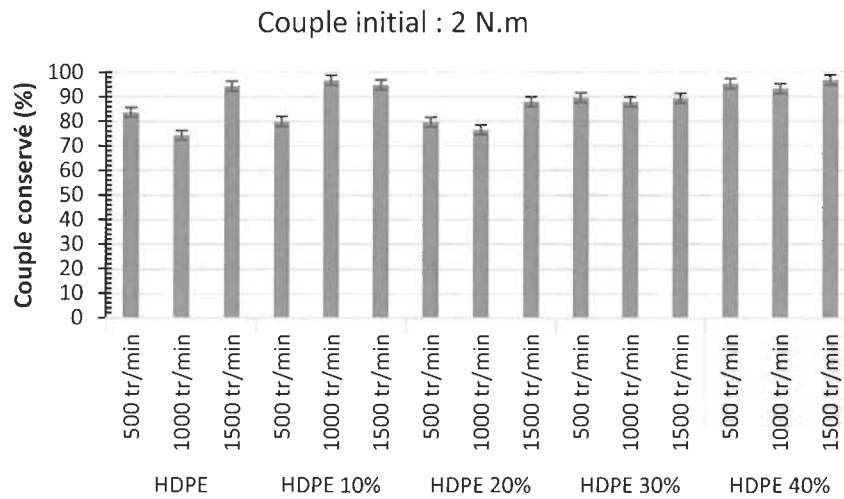


Figure IV-4. La perte de couple lorsque le couple initial est de 2 N.m

Les paires de roues d'engrenage en HDPE+40% de fibres présentent les meilleurs résultats de couple conservé avec les trois vitesses 500, 1000 et 1500 tr/min lorsque le couple initial est de 2 N.m. La perte de couple maximale enregistrée dans ce cas est de 6.8 % de couple initial (figure IV-4).

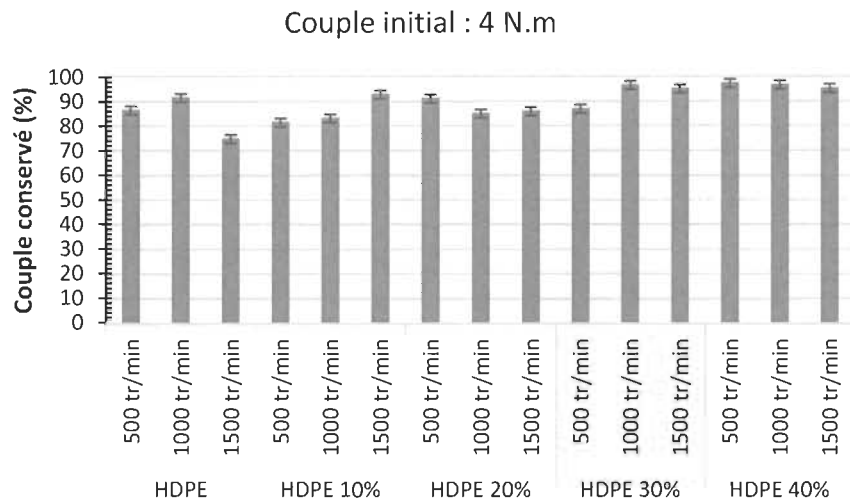


Figure IV-5. La perte de couple lorsque le couple initial est de 4 N.m

Avec un couple initial de 4 N.m les paires de roues d'engrenage en HDPE+40% de fibres présentent les meilleurs de couple conservé avec les différentes vitesses utilisées. La perte de couple maximale est de 4.9 % de couple initial (Figure IV-5).

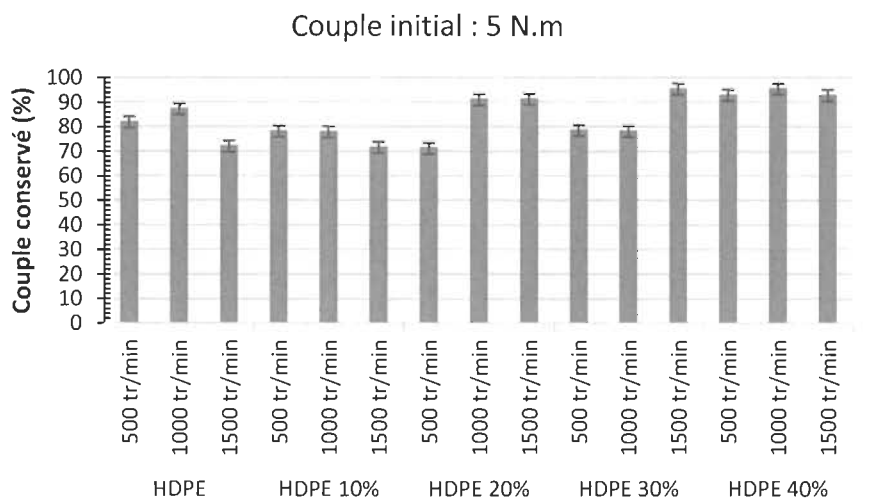


Figure IV-6. La perte de couple lorsque le couple initial est de 5 N.m

Lorsque le couple initial est de 4 N.m, les paires de roues en HDPE+40% de fibres présentent les meilleurs résultats de couple conservé avec toutes les vitesses utilisées. La valeur maximale de perte de couple est de 7.4 % de couple initial (Figure IV-6).

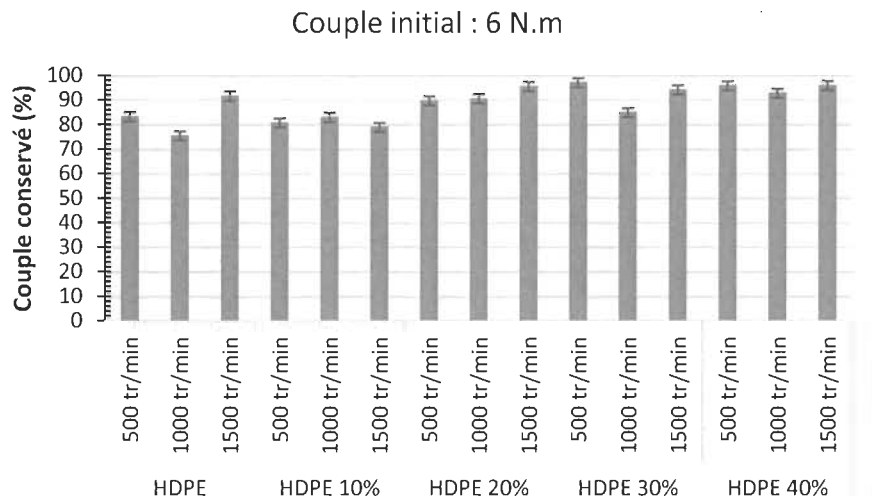


Figure IV-7. La perte de couple lorsque le couple initial est de 6 N.m

Comme dans les cas précédents, les paires de roues d'engrenage en HDPE+40% de fibres présentent toujours les meilleurs résultats de couple conservé. La valeur maximale de perte de couple est de 7.2 % de couple initial (Figure IV-7).

Le graphique de la figure IV-8 présente une comparaison quantitative de la perte de couple de toutes les paires de roues d'engrenage en composites HDPE renforcés par les fibres de bouleau aux différentes vitesses 500, 1000, 1500 tr/min, avec les différents couples appliqués.

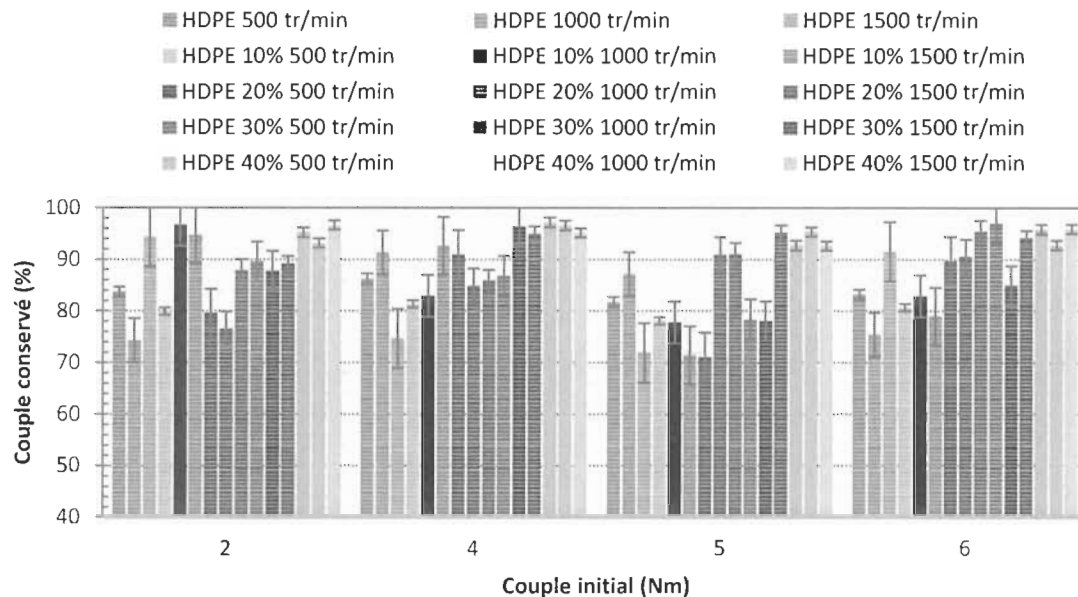


Figure IV-8. Comparaison quantitative de la perte de couple F_{rac}

De façon générale, les valeurs de perte de couples les moins élevés sont enregistrées avec des paires d'engrenage en HDPE+40Fb avec les différentes combinaisons de vitesse de rotation et de couple initial. La variation de perte de couple est de l'ordre de : HDPE+40Fb < HDPE+30Fb < HDPE+20Fb < HDPE+10Fb < HDPE, ce qui montre l'influence importante du pourcentage de fibres de renfort introduit dans le composite.

On remarque que les valeurs de couple utilisées (2, 4, 5 et 6 N.m) n'ont pas d'influence directe sur le rendement des engrenages en HDPE+40%.

IV.1.1.3 Comportement thermique des engrenages

Les figures IV-9 ,10, 11, 12 et 13 présentent les résultats obtenus des essais de fonctionnement réel simulé des engrenages de cinq matériaux composites étudiés. L'abscisse représente le nombre de cycles, l'ordonnée représente l'évolution de la température maximale en °C mesurée dans la zone de contact entre les roues d'engrenage menant et mené.

Chaque graphique a, b et c représente le comportement thermique des paires de roues d'engrenage en composites durant le fonctionnement à différentes vitesses de rotation et couples appliqué.

La température maximale dans la zone de contact de la paire de roues d'engrenage augmente généralement avec l'augmentation du couple comme l'illustrent les figures.

Les graphiques montrent une augmentation rapide de la température au début de fonctionnement. Après certains nombres de cycles la température commence à se stabiliser jusqu'à la fin prévue de l'essai ou à la défaillance d'engrenage par le bris des dents.

Les graphiques a, b et c de la figure IV-9 présentent le comportement thermique des engrenages en HDPE durant le fonctionnement réel simulé à différentes vitesses de rotation de 500, 1000 et 1500 tr/min et différents couples 2, 4, 5 et 6 Nm.

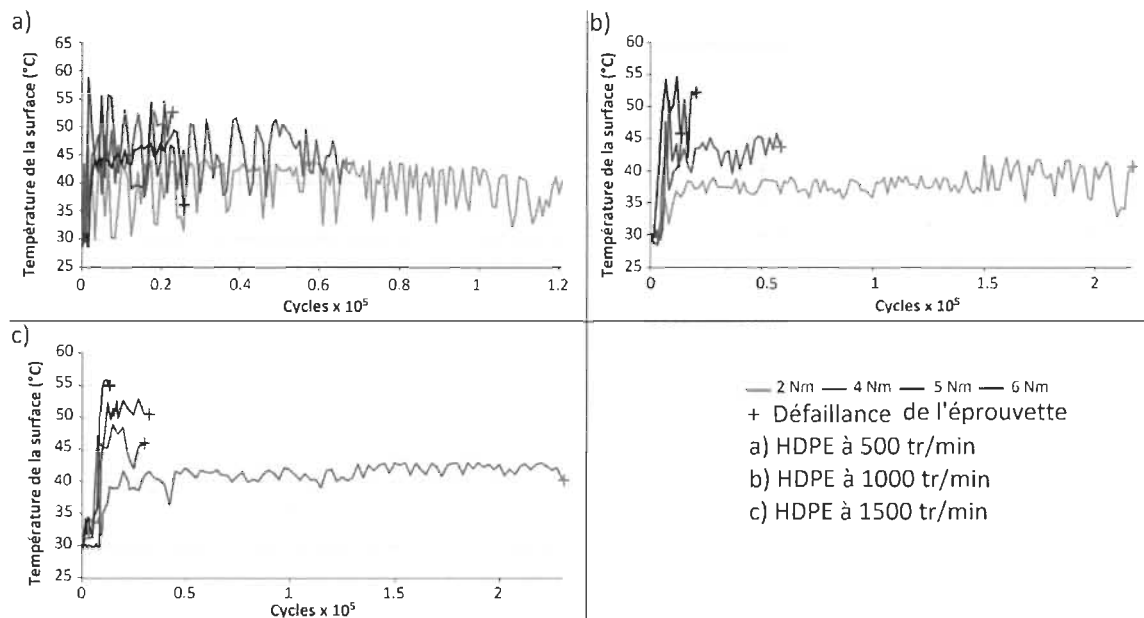


Figure IV-9. Comportement thermique des engrenages en HDPE

En examinant les graphiques, on se rend compte qu'il n'y a que la paire de roues d'engrenage testées à 2Nm et 500 tr/min qui n'a pas échoué parmi les 12 essais effectués sur les engrenages en HDPE non renforcés. Bien que la température maximale atteinte avec un couple 2 Nm est restée dans la même plage de variation à différentes vitesses de rotation, les paires de roues d'engrenage ont échoués par fatigue dans les deux cas de 1000 tr/min et 1500 tr/min. En comparant les températures maximales des trois figures IV-9 a, b et c on constate que l'augmentation de la température dans la zone de contact est dominée par le couple plutôt que par la vitesse de rotation.

Les températures les moins élevées des paires de roues d'engrenage en HDPE+10Fb sont enregistrées dans les trois cas à 2 Nm avec les trois vitesses de rotation : 500, 1000 et 1500 tr/min ; en ce qui concerne l'évolution de la température de ces trois cas, on distingue les trois plages suivantes :

Une plage de 34 °C - 37 °C à 500 tr/min, 36 °C - 39 °C à 1000 tr/min et 38 °C - 48 °C à 1500 tr/min.

Les résultats des tests échoués montrent une augmentation rapide de la température au début de test suivi par une période relativement courte de stabilisation de la température ensuite le test termine avec l'échec de la roue menée généralement par le bris d'une ou plusieurs dents à la racine. La variation des températures maximales des tests échoués se trouve dans une plage de 40 °C à 71 °C qui est relativement trop élevé.

Les graphiques a, b et c de la figure IV-11 représente le comportement thermique des engrenages en HDPE+20Fb durant le fonctionnement réel simulé à différentes vitesses de rotation de 500, 1000 et 1500 tr/min et différents couples 2, 4, 5 et 6 Nm.

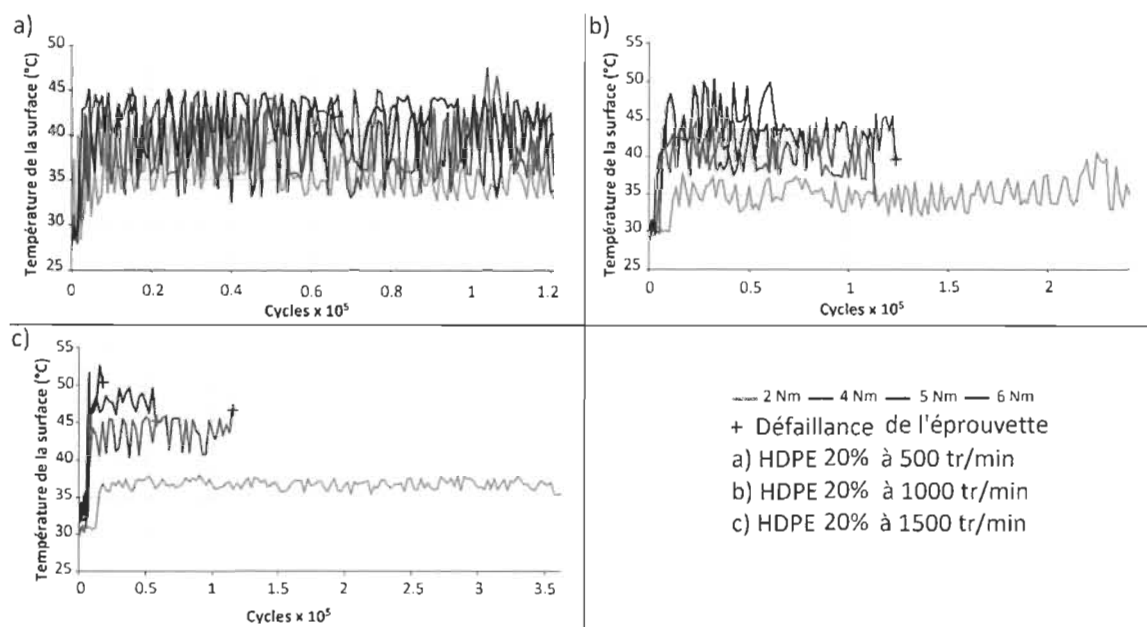


Figure IV-11. Comportement thermique des engrenages en HDPE+20% fibres de bouleau

En examinant les graphes de la figure IV-11, on remarque que toutes les paires de roues d'engrenage en HDPE+20%Fb dans le cas de 500 tr/min et différents couples ont résisté jusqu'à la fin de l'essai. Cependant, avec la vitesse de rotation 1000 tr/min et 1500 tr/min, seulement les tests effectués à 2 Nm ont résisté.

On peut classer les plages d'évolution de la température des paires de roues d'engrenage ayant résisté comme suit:

À 500 tr/min une plage de 33 °C - 37 °C avec 2Nm, 36 °C – 43 °C avec 4 Nm, 34 °C - 44°C avec 5 Nm et de 38 °C – 45 °C avec 6 Nm.

À 1000 tr/min une plage d'évolution de 32 °C - 40 °C avec 2 Nm.

À 1500 tr/min une plage d'évolution de 36 °C - 38 °C avec 2 Nm.

Le reste des tests ont échoué à cause de l'augmentation rapide de la température au début de l'essai.

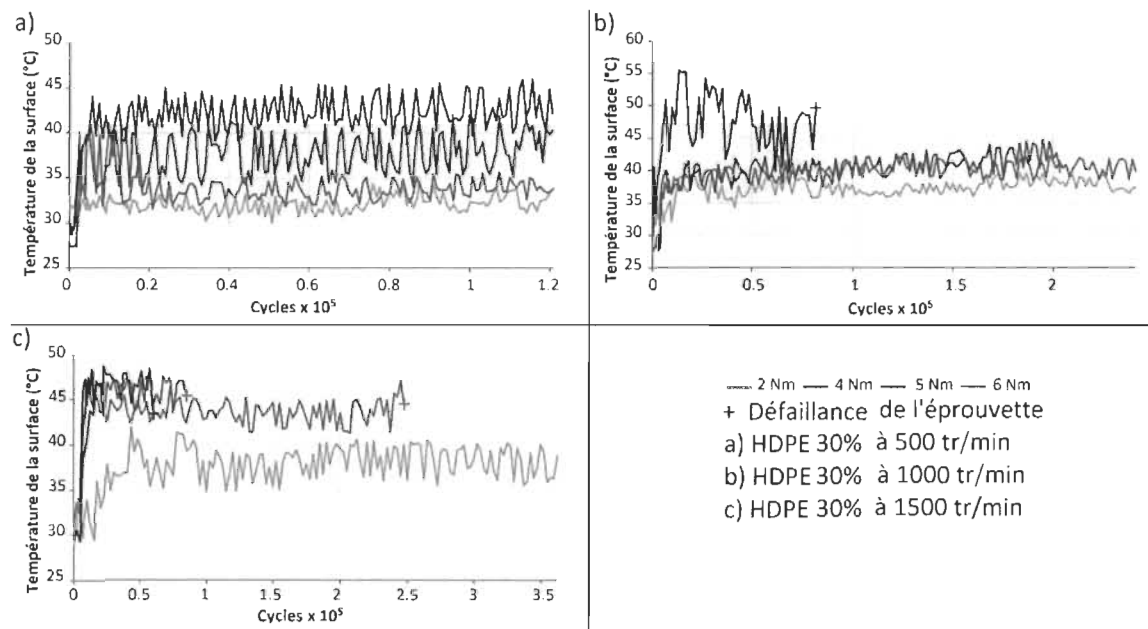


Figure IV-12. Comportement thermique des engrenages en HDPE+30% fibres de bouleau

Dans le cas des paires d'engrenages en HDPE+30%Fb avec la vitesse de rotation de 500 tr/min les engrenages ont résisté avec tous les couples appliqués. Lorsque la vitesse est 1000 tr/min les engrenages ont résisté avec les couples 2 Nm et 4 Nm, a 1500 tr/min les engrenages ont résisté seulement avec 2 Nm.

Les plus basses températures ont été enregistrées dans les cas de 2 Nm avec les trois différentes vitesses de rotation et la plage de variation est de 30 °C à 42 °C, les températures les plus élevées ont été enregistrées dans le cas de 6 Nm et la plage de rotation est de 40 °C à 55 °C.

a) 500 tr/min

b) 1000 tr/min

c) 1500 tr/min

— 2 Nm — 4 Nm — 5 Nm — 6 Nm

+ Défaillance de l'éprouvette

a) HDPE 40% à 500 tr/min
b) HDPE 40% à 1000 tr/min
c) HDPE 40% à 1500 tr/min

Toutes les paires de roues d'engrenage en HDPE+40Fb testées à une vitesse de rotation de 500 tr/min ont résisté avec les différents couples appliqués ; lorsque la vitesse est de 1000 tr/min, les paires de roues d'engrenage ont résisté avec 2 Nm et 4 Nm. Cependant, à 1500 tr/min les engrenages ont résisté seulement dans le cas de 2 Nm.

94

L'histogramme de la figure IV-14 présente une comparaison quantitative du comportement thermique pour les cinq types de paires d'engrenages en composites HDPE renforcés par les fibres de bouleau a des vitesses de rotation de 500, 1000, 1500 tr/min, avec les différents couples appliqués.

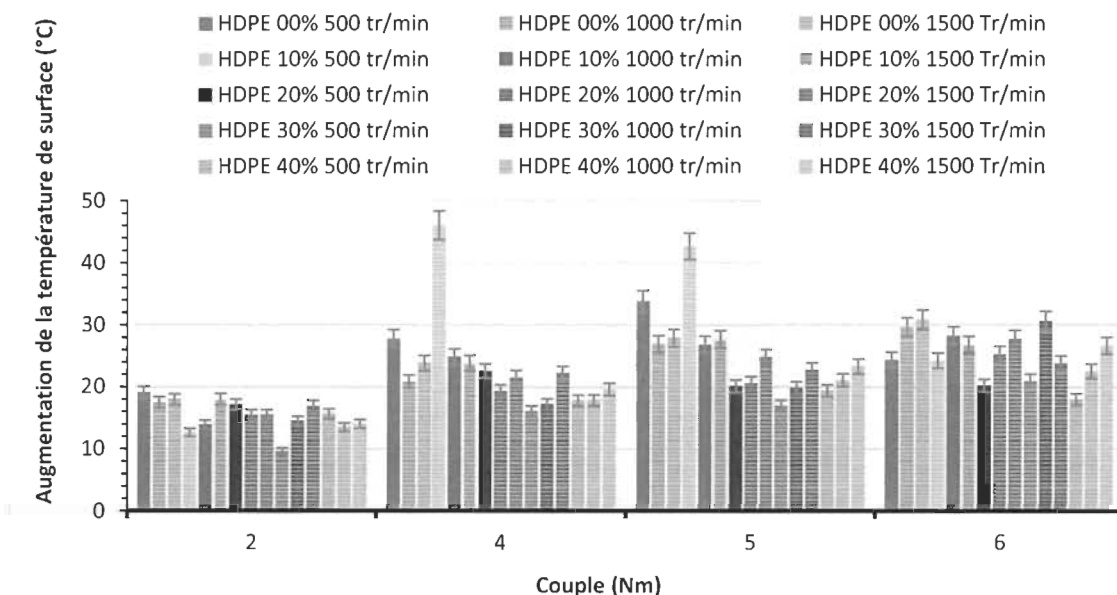


Figure IV-14. Comparaison quantitative du comportement thermique des engrenages en HDPE renforcé par différents pourcentages de fibres de bouleau

D'après la figure IV-14, l'augmentation du couple appliqué, fait croître la température de la zone de contact. La même tendance est observée avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

L'histogramme d'augmentation de la température permet d'observer l'influence importante de couple appliqué sur l'augmentation de la température des différentes paires de roues d'engrenage par rapport à l'influence de la vitesse de rotation.

IV.1.2 Résultats des essais de tribologie normalisés

Ces résultats représentent la perte de masse (différence du poids avant et après le test), l'évolution de coefficient de frottement et l'échauffement des éprouvettes selon quatre taux de glissement S (rapport entre la différence des vitesses des surfaces et leur somme) : 1.79%, 5.13%, 10.53%, 22.22% et trois valeurs de charge appliquée soit 238 N, 287 N et 336 N.

Dans les tableaux IV-4, VI-5 et VI-6 ci-dessous on retrouve les résultats des différents essais représentant plusieurs éprouvettes normalisées de composites étudiées.

En examinant ces tableaux, on se rend compte que les disques dans la position menée ont souvent subi la perte de masse la plus élevée par rapport aux disques dans la position menante, sauf dans certains cas particuliers où on constate le contraire.

IV.1.2.1 Perte de masse

L'analyse des tableaux IV-4, VI-5 et VI-6 permet de remarquer que les pertes de masse des disques renforcés par les fibres de bouleau sont relativement faibles par rapport aux disques non renforcés. Le disque dans la position menée subit souvent la perte de couple la plus importante par rapport au disque à la position menante.

Le tableau IV-4 présente les résultats obtenus pour les disques normalisés menant et mené durant des essais effectués avec une force de charge normale de 238 N appliquée sur les paires des disques identiques des cinq composites étudiés.

Tableau IV-5. Différence de poids des disques à 238 N

S [%]	Mené	Menant	Force appliquée F = 238 N						
			Poids avant [g]		Poids après [g]		Perte de masse en [%]		
			P. mené	P. menant	P. mené	P. menant	Δm mené	Δm menant	Δm Sav-Sap
1.79	E21.00	E18.00	14.301	14.313	14.295	14.302	0.04196	0.07685	0.05941
	E27.10	E28.10	14.617	14.82	14.61	14.815	0.04789	0.03374	0.04077
	E27.20	E28.20	15.654	15.805	15.65	15.802	0.02555	0.01898	0.02225
	E29.30	E30.30	16.843	16.937	16.836	16.933	0.04156	0.02362	0.03256
	E29.40	E30.40	17.799	17.973	17.793	17.971	0.03371	0.01113	0.02236
5.13	E13.00	E14.00	14.452	14.683	14.422	14.615	0.20758	0.46312	0.33637
	E13.10	E14.10	15.106	14.752	15.083	14.74	0.15226	0.08134	0.11722
	E11.20	E12.20	15.296	15.609	15.25	15.599	0.30073	0.06407	0.18120
	E13.30	E14.30	17.262	16.867	17.245	16.858	0.09848	0.05336	0.07618
	E13.40	E14.40	17.746	17.611	17.733	17.605	0.07326	0.03407	0.05374
10.53	E15.00	E16.00	14.503	14.383	14.375	14.329	0.88258	0.37544	0.63006
	E15.10	E16.10	14.947	15.251	14.896	15.238	0.34121	0.08524	0.21193
	E13.20	E14.20	16.012	15.976	15.973	15.927	0.24357	0.30671	0.27510
	E15.30	E16.30	16.067	16.347	15.908	16.336	0.98961	0.06729	0.52446
	E17.40	E18.40	18.103	18.13	18.086	18.125	0.09391	0.02758	0.06072
22.22	E25.00	E26.00	14.695	14.068	14.455	13.964	1.63321	0.73927	1.19598
	E21.10	E22.10	14.899	14.935	14.7	14.924	1.33566	0.07365	0.70389
	E21.20	E22.20	16.08	16.057	16.03	15.855	0.31095	1.25802	0.78414
	E23.30	E24.30	16.687	16.887	16.61	16.865	0.46144	0.13028	0.29487
	E23.40	E24.40	17.446	17.837	16.472	17.672	5.58294	0.92504	3.22818

La figure IV-15 présente le comportement à l'usure des disques en composites HDPE et fibres de bouleau obtenu après les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, une charge de 238 N et à différents taux de glissement 1.79, 5.13, 10.53, 22.22%.

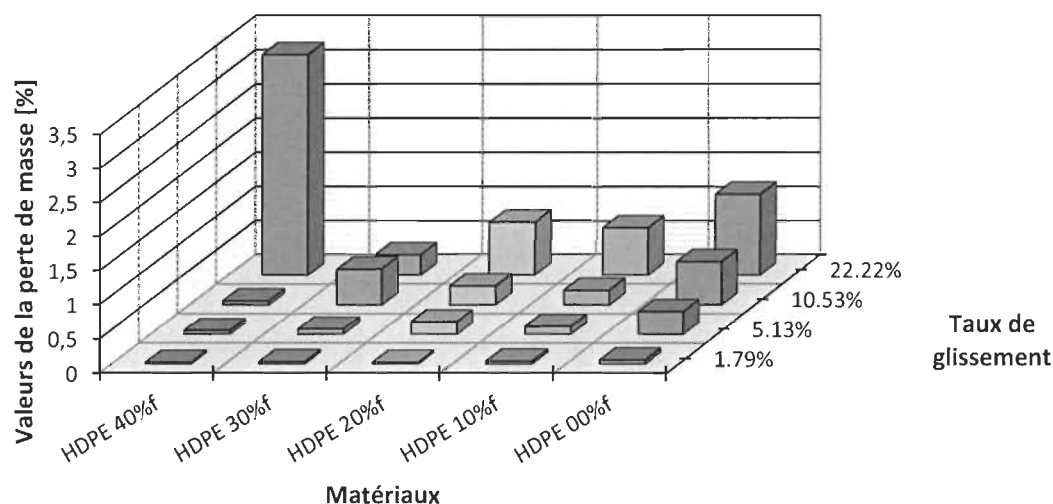


Figure IV-15. Évolution de la perte de masse des disques normalisés à 238 N

À 238 N de charge, les meilleurs résultats de perte de masse ont été enregistrés pour les paires de disques en HDPE+40Fb avec les taux de glissement de 1.79%, 5.13% et 10.53%. Les pertes de masse les plus élevées ont été enregistrées avec le taux de glissement de 22.22%.

L'augmentation de taux de glissement S fait croître la perte de masse Δm .

Le tableau IV-5 présente les résultats obtenus pour les disques normalisés menant et mené durant des essais effectués avec une force de charge normale de 287 N appliqué sur les paires des disques identiques des cinq composites étudiés.

Tableau IV-6. Différence de poids des disques à 287 N

S [%]	Mené	Menant	Force appliquée F = 287 N						
			Poids avant [g]		Poids après [g]		Perte de masse en [%]		
			P. mené	P. menant	P. mené	P. menant	Δm mené	Δm menant	Δm Sav-Sap
1,79	E03.00	E04.00	14,329	14,851	12,884	14,841	10,08444	0,06734	4,98629
	E03.10	E04.10	14,969	14,925	14,959	14,852	0,06680	0,48911	0,27765
	E01.20	E02.20	15,629	15,732	15,621	15,727	0,05119	0,03178	0,04145
	E01.30	E02.30	16,269	16,177	16,173	16,171	0,59008	0,03709	0,31437
	E01.40	E02.40	17,161	17,529	17,16	17,525	0,00583	0,02282	0,01441
5,13	E09.00	E10.00	14,197	13,994	14,186	13,988	0,07748	0,04288	0,06030
	E09.10	E10.10	15,155	14,696	15,13	14,686	0,16496	0,06805	0,11725
	E07.20	E08.20	15,562	15,367	15,523	15,355	0,25061	0,07809	0,16489
	E07.30	E08.30	16,142	16,549	16,122	16,541	0,12390	0,04834	0,08565
	E09.40	E10.40	18,168	17,825	18,152	17,817	0,08807	0,04488	0,06668
10,53	E19.00	E20.00	14,703	14,326	14,678	14,21	0,17003	0,80972	0,48572
	E17.10	E18.10	15,166	15,291	15,147	15,237	0,12528	0,35315	0,23968
	E15.20	E16.20	15,934	16,15	15,401	16,123	3,34505	0,16718	1,74542
	E17.30	E18.30	16,493	16,638	16,393	16,621	0,60632	0,10218	0,35314
	E19.40	E20.40	17,76	17,949	16,855	17,786	5,09572	0,90813	2,99084
22,22	E27.00	E28.00	14,223	14,217	14,193	14,05	0,21093	1,17465	0,69269
	E23.10	E24.10	14,752	15,087	14,666	15,001	0,58297	0,57003	0,57643
	E23.20	E24.20	16,003	15,827	15,93	15,752	0,45616	0,47387	0,46497
	E25.30	E26.30	16,675	16,524	16,6	16,284	0,44978	1,45243	0,94882
	E25.40	E26.40	17,957	18,174	17,401	17,881	3,09629	1,61219	2,34978

La figure IV-16 présente le comportement à l'usure des disques en composites HDPE et fibres de bouleau obtenu après les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, une charge de 287 N et a différents taux de glissement 1.79, 5.13, 10.53, 22.22%.

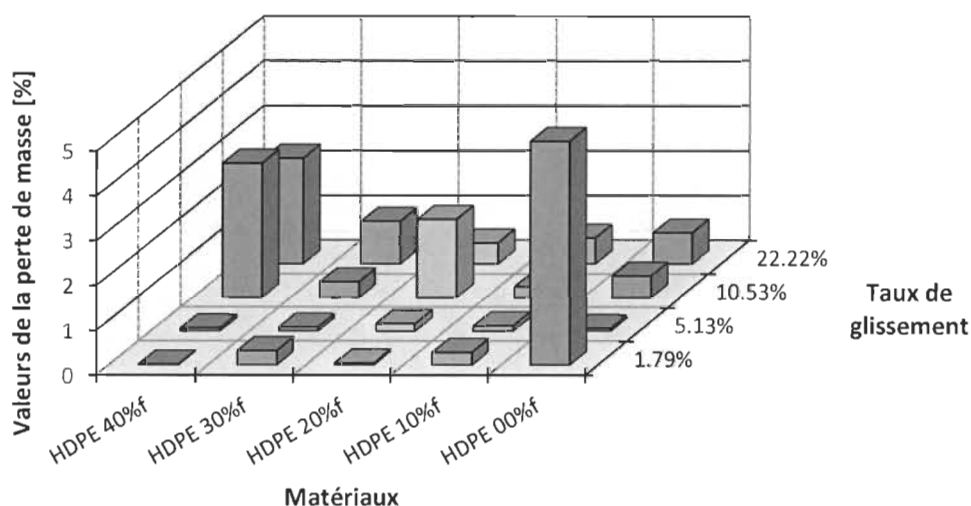


Figure IV-16. Évolution de la perte de masse des disques normalisés à 287 N

Avec une charge de 287 N, la plus basse valeur de perte de masse est 0.014 % est enregistrée sur les paires de disque en HDPE+40Fb avec le taux de glissement de 1.79% ; de façon générale, les pertes de masse les moins élevées sont enregistrées avec toutes les paires de disques avec les taux de glissement de 1.79% et 5.13%, sauf la paire en HDPE à $S = 1.79\%$ où on constate une perte de 4.98% qui présente la perte de masse la plus élevée de tous les essais effectués sur les disques en composites dans toutes les conditions.

Le tableau IV-6 présente les résultats obtenus pour les disques normalisés menant et mené durant des essais effectués avec une force de charge normale de 238 N appliqué sur les paires des disques identiques des cinq composites étudiés.

Tableau IV-7. Différence de poids des disques à 336 N

S [%]	Mené	Menant	Force appliquée F = 336 N						
			Poids avant [g]		Poids après [g]		Perte de masse en [%]		
			P. mené	P. menant	P. mené	P. menant	Δm mené	Δm menant	Δm Sav-Sap
1,79	E05.00	E06.00	14,618	14,542	13,685	14,527	6,38254	0,10315	3,25103
	E05.10	E06.10	15,005	15,187	14,99	15,136	0,09997	0,33581	0,21860
	E03.20	E04.20	15,344	15,323	15,304	15,31	0,26069	0,08484	0,17282
	E03.30	E04.30	16,832	16,21	16,817	16,207	0,08912	0,01851	0,05448
	E03.40	E04.40	17,501	17,115	16,54	17,025	5,49111	0,52585	3,03617
5,13	E11.00	E12.00	14,67	14,222	14,468	14,187	1,37696	0,24610	0,82030
	E11.10	E12.10	14,711	15,184	14,678	15,169	0,22432	0,09879	0,16056
	E09.20	E10.20	15,784	15,87	15,766	15,868	0,11404	0,01260	0,06318
	E11.30	E12.30	16,736	16,239	16,516	16,205	1,31453	0,20937	0,77028
	E12.40	E11.40	18,169	18,26	17,95	18,228	1,20535	0,17525	0,68901
10,53	E23.00	E24.00	14,428	14,488	14,283	14,464	1,00499	0,16565	0,58445
	E19.10	E20.10	15,25	15,038	15,207	15,034	0,28197	0,02660	0,15518
	E19.20	E20.20	16,066	16,073	16,06	15,994	0,03735	0,49151	0,26448
	E21.30	E22.30	16,349	16,584	16,285	16,54	0,39146	0,26532	0,32794
	E21.40	E22.40	17,732	17,832	17,701	17,776	0,17483	0,31404	0,24463
22,22	E29.00	E30.00	14,465	14,636	14,383	14,574	0,56689	0,42361	0,49483
	E25.10	E26.10	15,201	14,74	15,138	14,507	0,41445	1,58073	0,98861
	E25.20	E26.20	15,771	15,801	15,63	15,743	0,89405	0,36707	0,63031
	E27.30	E28.30	16,864	16,994	16,73	16,918	0,79459	0,44722	0,62024
	E27.40	E28.40	17,603	18,05	16,855	17,764	4,24928	1,58449	2,90018

La figure IV-17 présente le comportement à l'usure des disques en composites HDPE et fibres de bouleau obtenu après les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, une charge de 336 N et à différents taux de glissement 1.79, 5.13, 10.53, 22.22%.

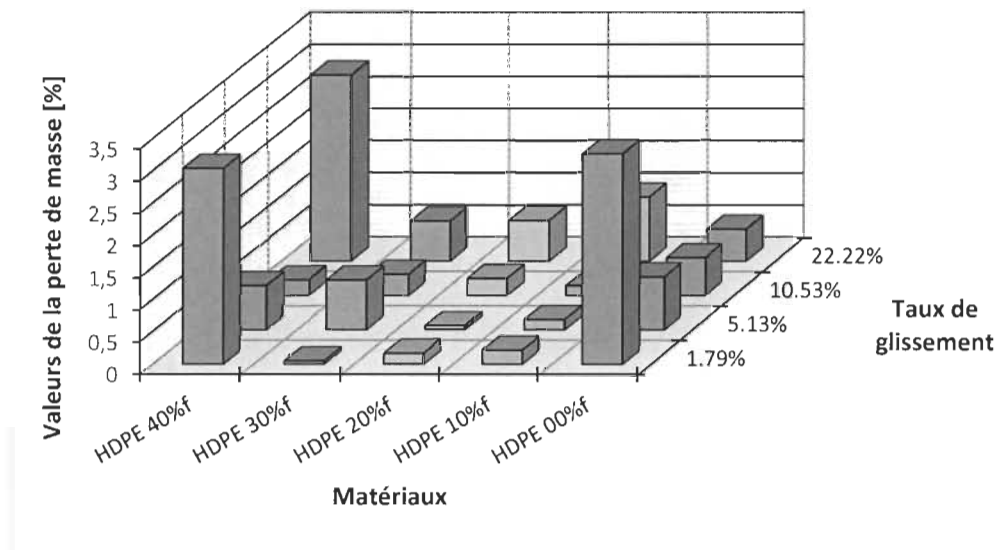


Figure IV-17. Évolution de la perte de masse des disques normalisés à 336 N

À 336 N de charge, les pertes de masse les moins élevées ont été obtenues avec les paires de disques en HDPE+10Fb et HDPE+20Fb à 1.79%, 5.13% et 10.53% de taux de glissement.

La perte de masse de HDPE+40%Fb est considérée faible seulement avec un taux de glissement de 10.53%.

IV.1.2.2 Comportement thermique des disques normalisés

Le comportement thermique des disques en composites de HDPE renforcé par les différents pourcentages de fibres de bouleau est illustré aux figures IV-18 à IV-23.

En examinant les graphiques à différents taux de glissement, on remarque en général trois phases d'évolution de température : une augmentation instantanée rapide jusqu'à des valeurs maximales pendant la période de rodage au début de l'essai, suivie par une baisse considérable due à l'usure, en suite, une troisième phase avec une température plus stable jusqu'à la fin de l'essai. On constate aussi que chaque fois le taux de glissement augmente, l'augmentation de la température devient plus rapide. En général, les échantillons commencent à expulser des quantités de débris au bout de la première phase et cela peut expliquer par les températures supérieures atteintes ; le nombre de cycles pour atteindre la température maximale diminue en fonction de l'augmentation de taux de glissement.

Si la température de la zone de contact de la paire de disques diminue de façon rapide, cela signifie que le contact entre les deux échantillons n'est pas complet à cause du fait que les échantillons ont subi une perte de masse excessive, Fig.IV-18 (c et d), Fig.IV-19 (b, c et d), Fig.IV-20 (b, c et d), Fig.IV-21 (b, c et d).

Lorsque la température de la zone de contact de la paire de disques atteint une valeur maximale et reste constante après la phase de rodage, cela signifie que la perte de masse par usure est minimale et les échantillons résistent aux conditions de l'essai ; ceci peut être observé par exemple dans les figures IV-19.a, IV-21.a avec toutes les charges lorsque le taux de glissement est de 1.79% .

Les graphiques a, b, c et d de la figure IV-18 présentent le comportement thermique des disques en HDPE durant le fonctionnement des essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, différentes charges 238, 287, 336 N et différents taux de glissement.

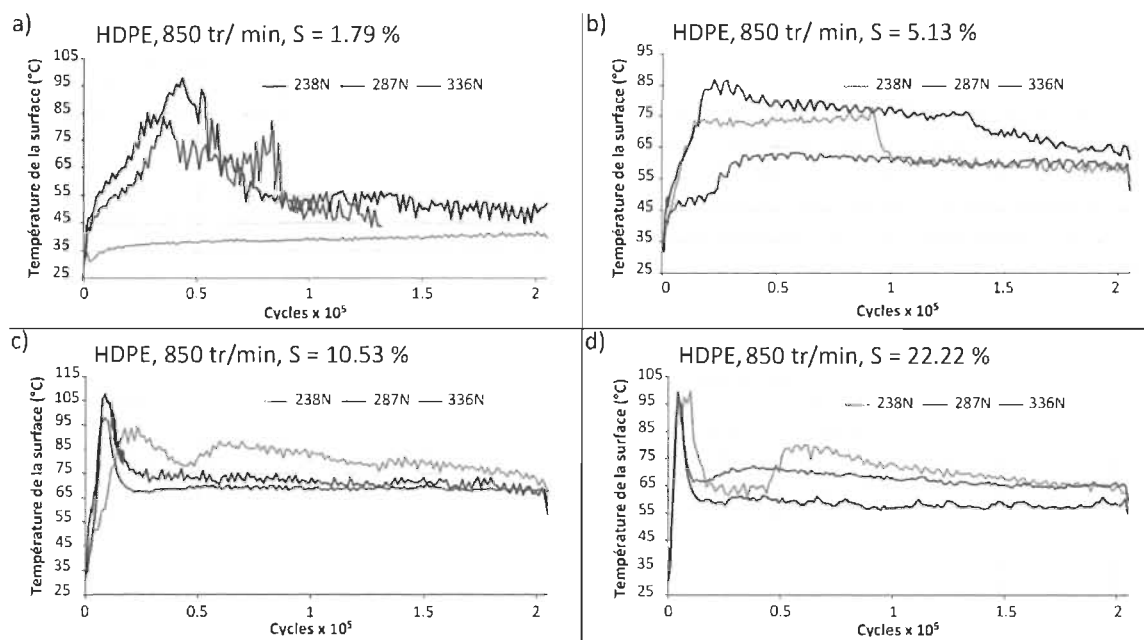


Figure IV-18. Comportement thermique des disques en HDPE

Pour les paires de disques en HDPE, la température maximale est de 109 °C, enregistré avec un taux de glissement de 10.53% et une charge de 336 N. la température minimale est de 41 °C, enregistrés avec le taux de glissement de 1.79% et 238 N.

Les plages de variation de température pendant la période de stabilité en fonction de charge sont de 41 °C - 55 °C, 58 °C- 80 °C, 79 °C – 88 °C et 75 °C – 80 °C respectivement avec les taux de glissement 1.79%, 5.13%, 10.53%, 22.22%.

Les graphiques a, b, c et d de la figure IV-19 présentent le comportement thermique des disques en HDPE+10Fb durant le fonctionnement des essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, différentes charges 238, 287, 336 N et différents taux de glissement.

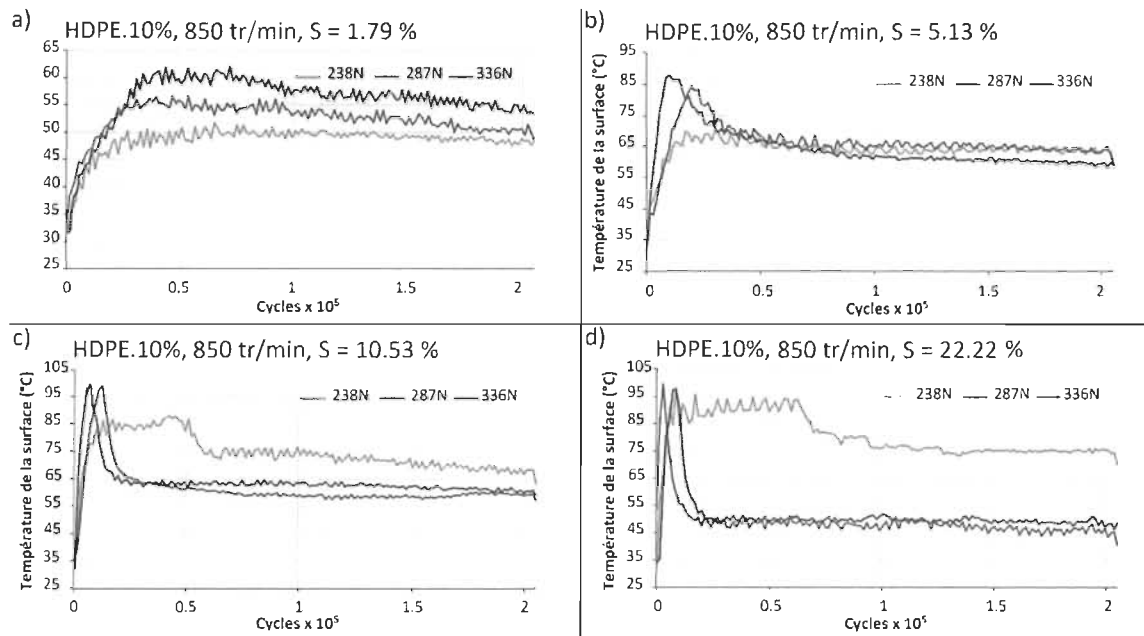


Figure IV-19. Comportement thermique des disques en HDPE+10% de fibres de bouleau

Pour les paires de disques en HDPE+10Fb, la température maximale est de 99 °C, enregistrée avec les deux taux de glissement de 10.53% et 22.22% et les charges de 336 N, 287 N respectivement. La température minimale est de 45 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 22.22% et 287 N.

Les plages de variation de température pendant la période de stabilité en fonction de charge sont de 48 °C - 58 °C, 68 °C - 63 °C, 60 °C - 77 °C et 45 °C - 75 °C respectivement avec les taux de glissement 1.79%, 5.13%, 10.53%, 22.22%.

Les graphiques a, b, c et d de la figure IV-20 présentent le comportement thermique des disques en HDPE+20Fb durant le fonctionnement des essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, différentes charges 238, 287, 336 N et différents taux de glissement.

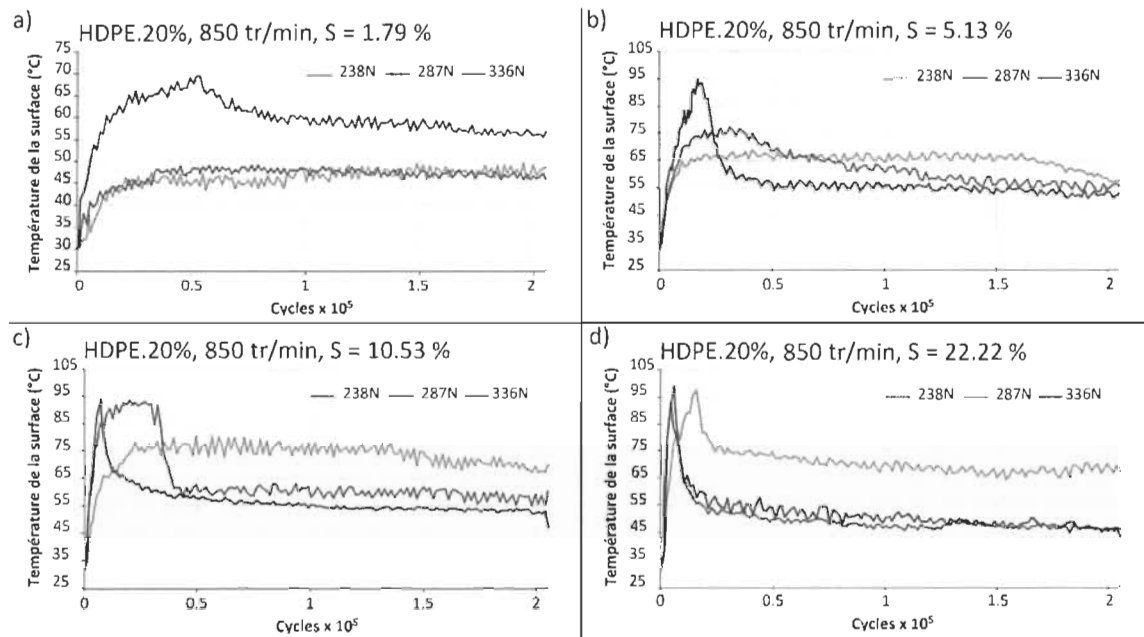


Figure IV-20. Comportement thermique des disques en HDPE+20% fibres de bouleau

Pour les paires de disques en HDPE+20Fb, la température maximale est de 99 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 22.22% et la charge 287 N. La température minimale est de 44 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 22.22% et 336 N.

Les plages de variation de température pendant la période de stabilité en fonction de charge sont de 47 °C - 60 °C, 52 °C - 68 °C, 48 °C - 78 °C et 45 °C - 70 °C respectivement avec les taux de glissement 1.79%, 5.13%, 10.53%, 22.22%.

Les graphiques a, b, c et d de la figure IV-21 présentent le comportement thermique des disques en HDPE+30Fb durant le fonctionnement des essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, différentes charges 238, 287, 336 N et différents taux de glissement.

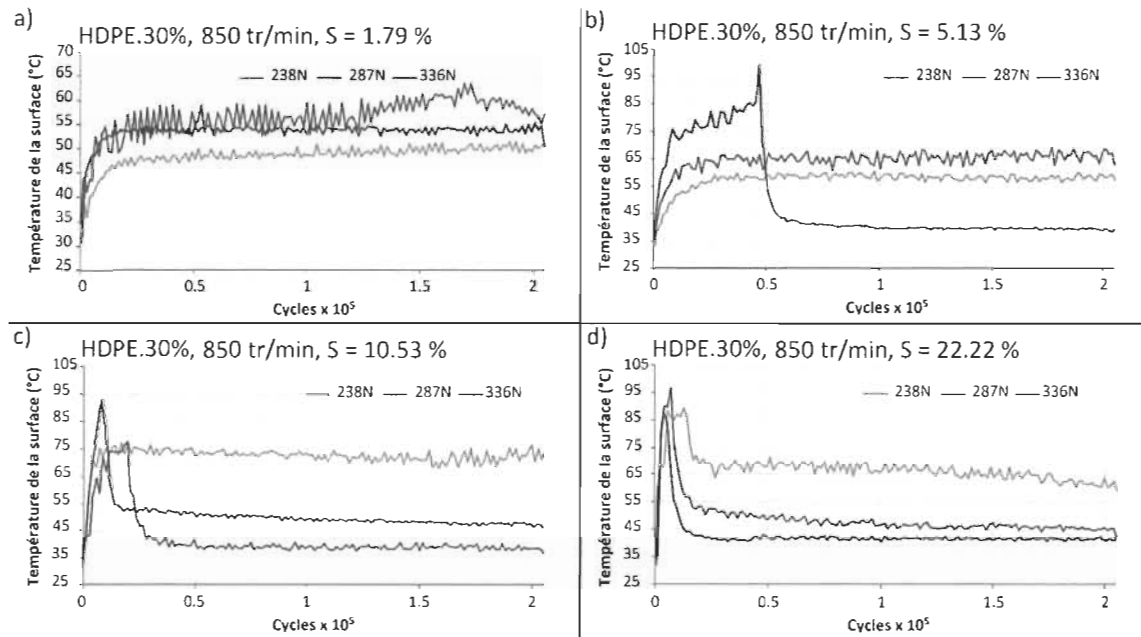


Figure IV-21. Comportement thermique des disques en HDPE+30% fibres de bouleau

Pour les paires de disques en HDPE+30Fb, la température maximale est de 100 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 5.13% et la charge 336 N. La température minimale est de 38 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 10.53% et 287 N.

Les plages de variation de température pendant la période de stabilité en fonction de charge sont de 49 °C - 63 °C, 37 °C - 67 °C, 38 °C - 92 °C et 42 °C - 70 °C respectivement avec les taux de glissement 1.79%, 5.13%, 10.53%, 22.22%.

Les graphiques a, b, c et d de la figure IV-22 présentent le comportement thermique des disques en HDPE+40Fb durant le fonctionnement des essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, différentes charges 238, 287, 336 N et différents taux de glissement.

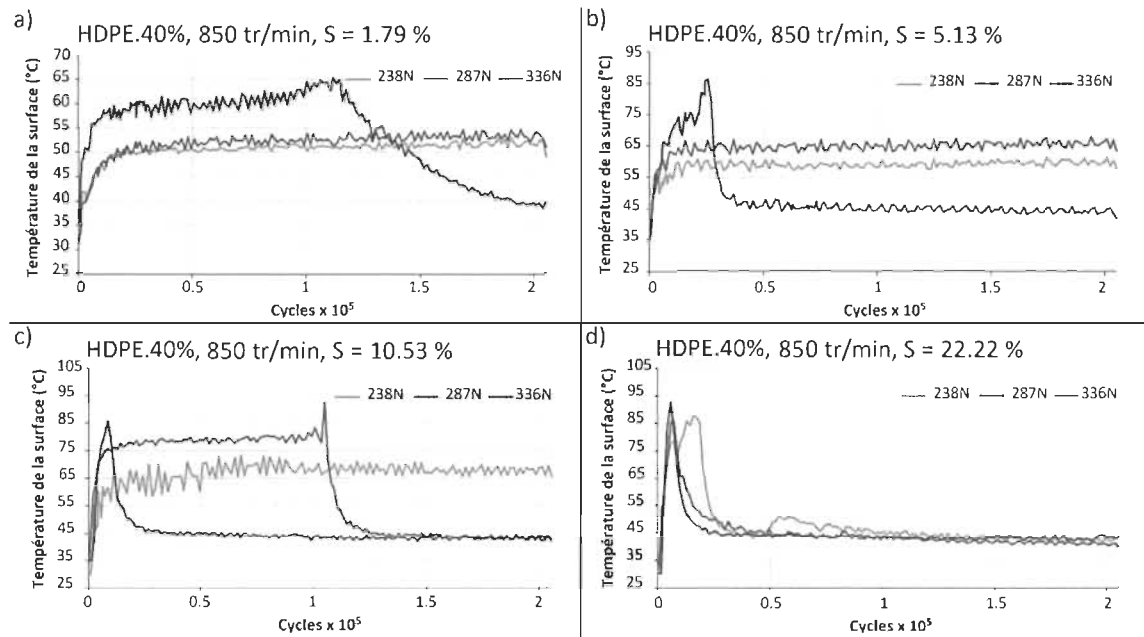


Figure IV-22. Comportement thermique des disques en HDPE+40% fibres de bouleau

Pour les paires de disques en HDPE+40Fb, la température maximale est de 93 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 22.22% et la charge 336 N. La température minimale est de 38 °C, enregistrée avec le taux de glissement de 1.79% et 336 N.

Les plages de variation de température pendant la période de stabilité en fonction de charge sont de 38 °C - 65 °C, 48 °C - 67 °C, 44 °C - 68 °C et 42 °C - 50 °C respectivement avec les taux de glissement 1.79%, 5.13%, 10.53%, 22.22%.

L'histogramme de la figure IV-23 présente une comparaison quantitative du comportement thermique pour les cinq types de paires de disques normalisés en composites HDPE renforcés par les fibres de bouleau à différents taux de glissement avec trois différentes forces de charge (238 N, 287 N, 336 N) et une vitesse de rotation de 850 tr/min.

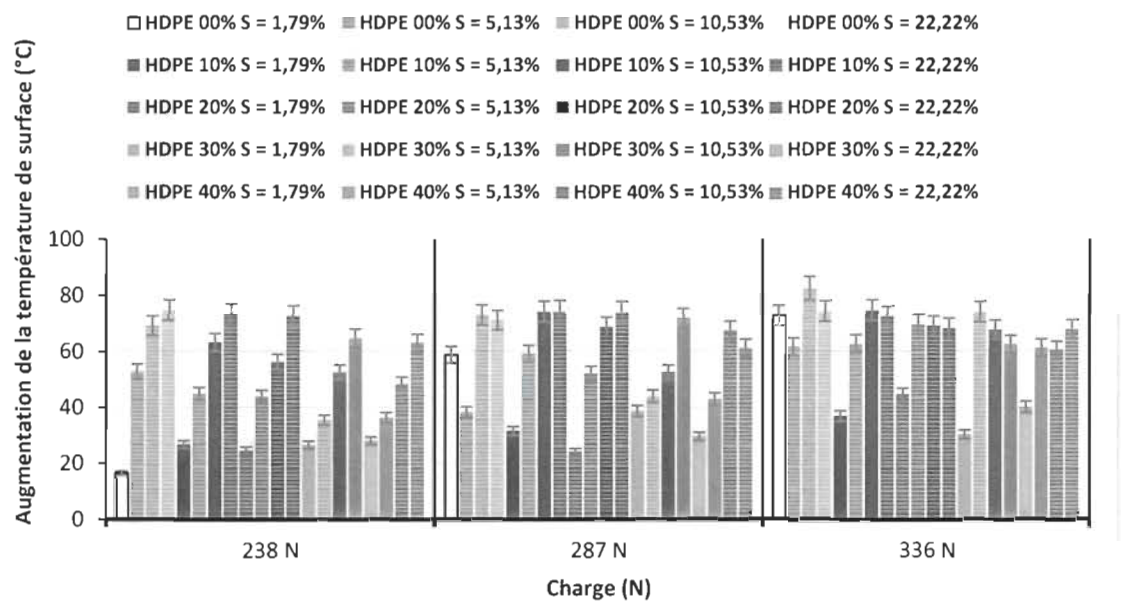


Figure IV-23. Comparaison quantitative du comportement thermique des disques en HDPE renforcé par différents pourcentages de fibres de bouleau

L'histogramme permet d'observer l'influence de rapport de glissement S sur l'augmentation de la température des différentes paires de disques en composites de HDPE renforcé par les fibres de bouleau en fonction de la charge appliquée.

IV.1.2.3 Coefficient de frottement

La figure IV-24 présente l'évolution du coefficient de frottement des disques en composites de HDPE et fibres de bouleau durant les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, un taux de glissement de 1.79% et à différentes charges 238, 287 et 336 N.

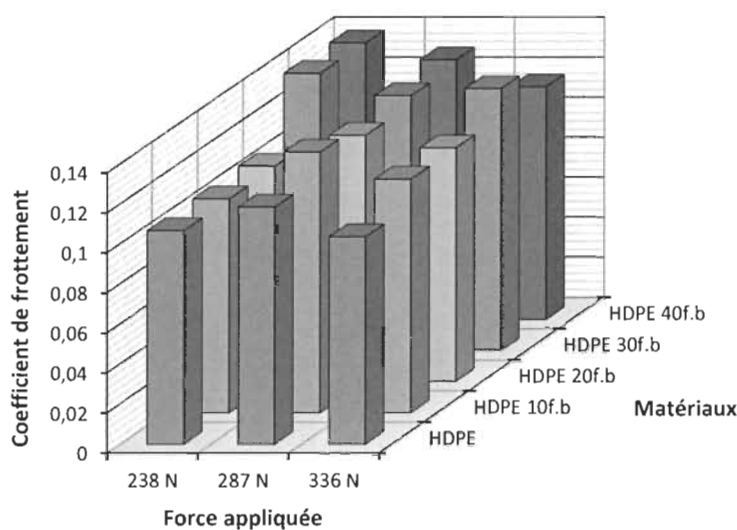


Figure IV-24. Évolution de coefficient de frottement à $S = 1.79\%$

On remarque que la valeur de coefficient de frottement la plus élevée est 0.138 enregistrée sur les paires de disques en HDPE+30%Fb et les paires en HDPE+40%Fb avec la charge de 238 N.

Pour les paires en HDPE, HDPE+10%Fb et HDPE+20%Fb des valeurs de coefficient de frottement varient dans une plage de 0.103 – 0.13.

On constate que les coefficients de frottement de toutes les paires de disques sont relativement faibles avec le taux de glissement 1.79%.

La figure IV-25 présente l'évolution du coefficient de frottement des disques en composites de HDPE et fibres de bouleau durant les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, un taux de glissement de 5.13% et à différentes charges : 238, 287 et 336 N.

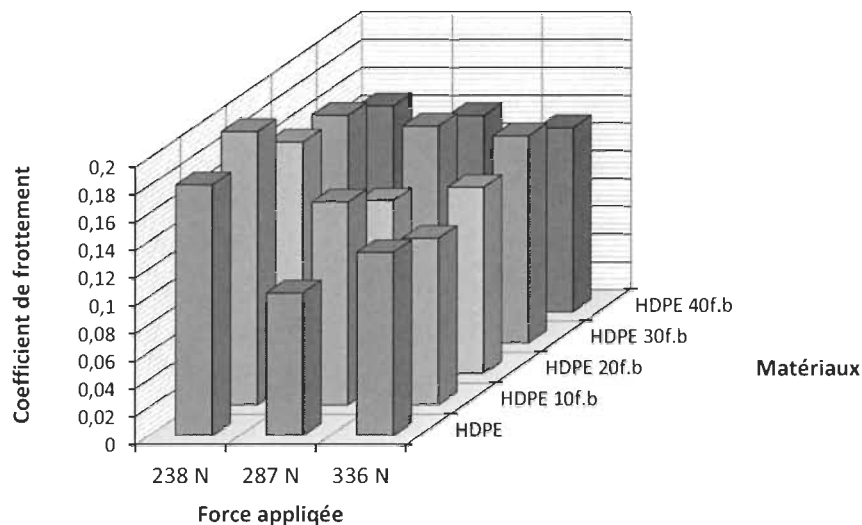


Figure IV-25. Évolution de coefficient de frottement à $S = 5.13\%$

De façon générale, le coefficient de frottement pour toutes les paires testées avec le taux de glissement de 5.13% est relativement faible. On remarque que la valeur de coefficient de frottement la plus élevée est 0.197 enregistré sur les paires de disques en HDPE+10% avec la charge de 238 N, et la valeur moins élevée est de 0.103 enregistré avec les paires en HDPE.

On constate que l'augmentation de la charge normale appliquée sur les paires de disques influe peu la valeur de coefficient de frottement. Comme dans le cas de HDPE+40Fb des valeurs de 0.148, 0.141 et 0.132 sont enregistrés avec 238N, 287 N et 336 N respectivement.

La figure IV-26 présente l'évolution du coefficient de frottement des disques en composites de HDPE et fibres de bouleau durant les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, un taux de glissement de 10.53% et à différentes charges : 238, 287 et 336 N.

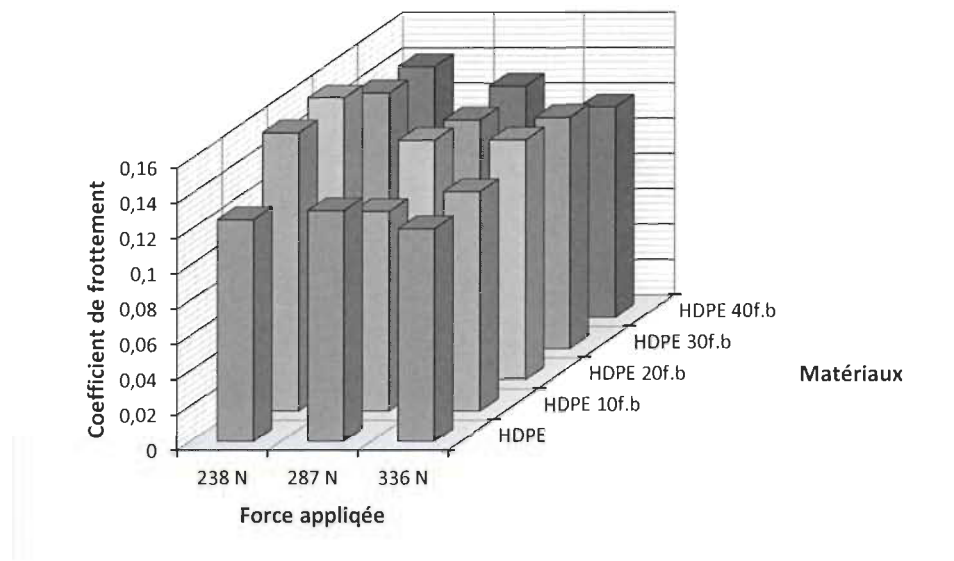


Figure IV-26. Évolution de coefficient de frottement à $S = 10.53\%$

Les valeurs de coefficient de frottement pour toutes les paires testées avec le taux de glissement 10.53% sont situées dans une plage de 0.112 - 0.159 qui sont considérés relativement faibles.

Les coefficients de frottement le plus élevé le moins élevé sont enregistrés avec les paires de disques en HDPE+10%Fb avec les charges de 238 N et 287 N respectivement.

Comme dans le cas du taux de glissement de 5.13%, on constate que l'augmentation de la charge normale diminue généralement la valeur de coefficient de frottement.

La figure IV-27 présente l'évolution du coefficient de frottement des disques en composites de HDPE et fibres de bouleau durant les essais de tribologie normalisés à une vitesse de rotation constante de 850 tr/min, taux de glissement de 22.22% et à différentes charges : 238 N, 287 N et 336 N.

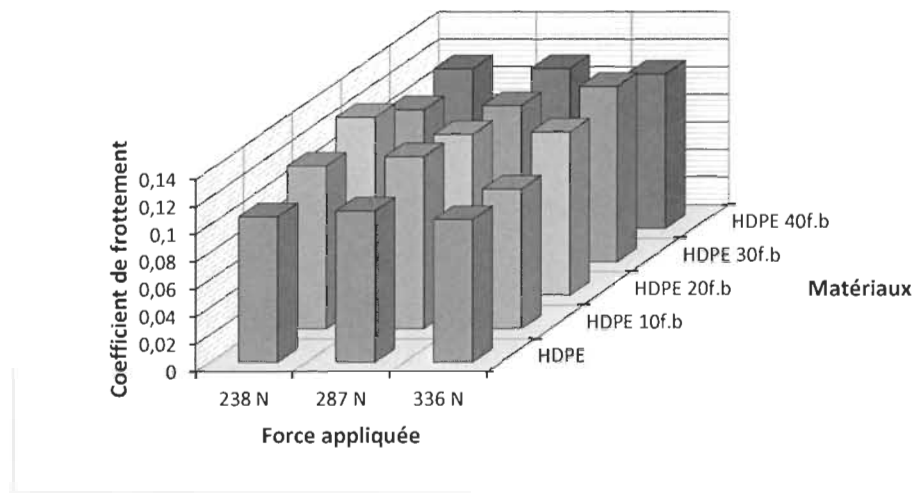


Figure IV-27. Évolution de coefficient de frottement à $S = 22.22\%$

Les valeurs de coefficient de frottement pour toutes les paires testées avec le taux de glissement de 22.22% sont situées dans une plage de 0.101 - 0.129, valeurs considérées relativement faibles. La valeur la plus élevée est enregistrée sur la paire EN HDPE+20Fb et la valeur moins élevée avec la paire en HDPE+10Fb avec les charges 238 N et 336 N respectivement.

On remarque que les valeurs de coefficient de frottement sont très proches entre toutes les paires testées à différentes charges et présentent une similitude avec le coefficient de frottement des polymères.

Pour conclure, on a constaté que l'augmentation de taux de glissement augmente légèrement le coefficient de frottement, mais les valeurs restent toujours dans une plage de 0.1 - 0.2 qui est relativement faible.

La figure IV-28 montre l'évolution de la perte de masse des paires de disque des différents matériaux en fonction de taux de glissement.

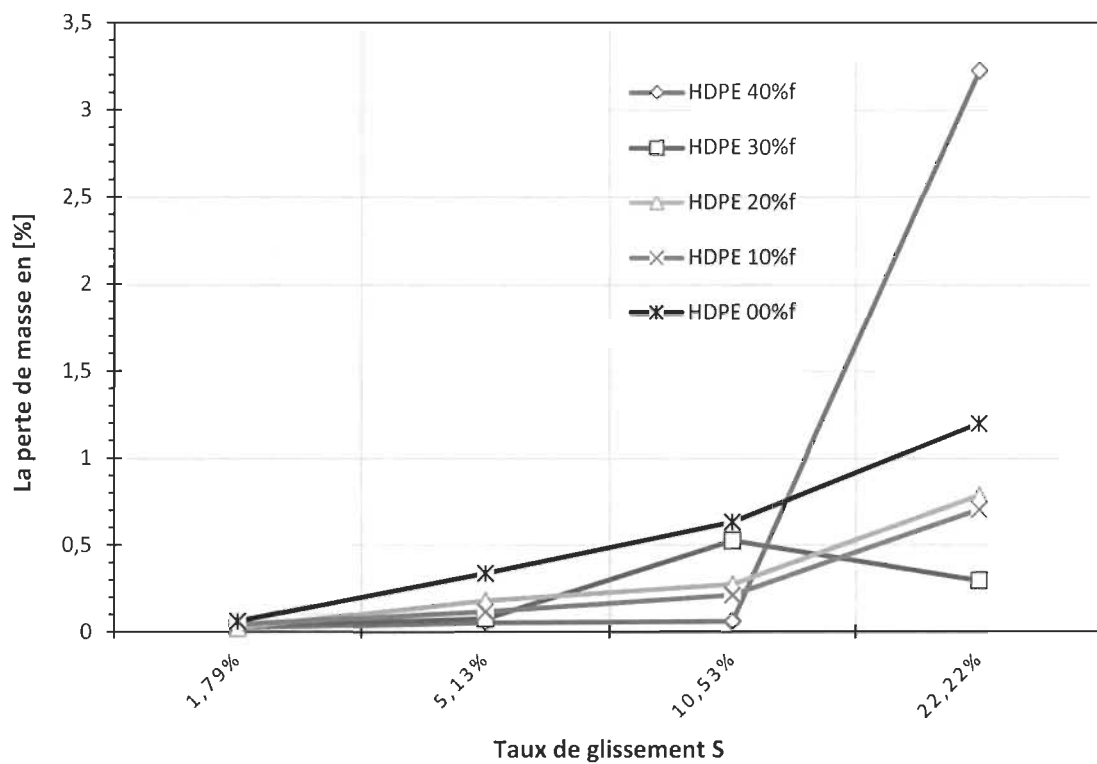


Figure IV-28. Évolution de la perte de masse en fonction de taux de glissement à une vitesse de rotation de 850 tr/min

On remarque qu'il n'y a pas de différences significatives par rapport au taux de glissement avec des courbes pratiquement linéaires. Cependant on observe que pour un taux de glissement de 22.22 % le composite HDPE+40Fb présente une valeur d'environ 3.23 %

de perte de masse qui est significativement importante par rapport aux autres taux de glissement et aussi par rapport aux autres matériaux.

L'amélioration apportée par les fibres est évidente et l'usure augmente avec l'augmentation de taux de glissement.

La figure IV-29 présente les tendances de la perte de masse Δm des paires de disques en fonction de taux fibres introduit lorsque le rapport de glissement S est de 5,13 % et 10,53 %.

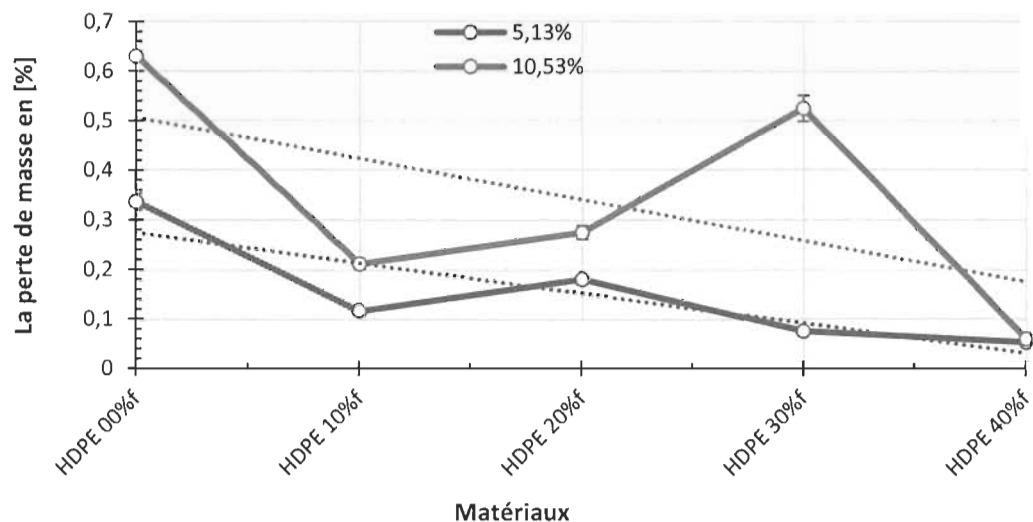


Figure IV-29. Évolution de la perte de masse en fonction de taux de fibres

Les courbes de la tendance de la perte de masse des deux cas de taux de glissement 5,13% et 10,53 % sont presque parallèles, présentant une similitude des performances d'usure.

IV.2 ÉCHELLE DE MESURE DES PERFORMANCES

IV.2.1 Échauffement

A la lumière des résultats de comportement thermique, l'échelle de mesure des performances thermiques (échauffement) de HDPE renforcé par les fibres de bouleau peut se diviser en trois plages comme suit :

Bon	si		température Max	$< 65^{\circ} \text{C}$
Moyen	si	$65^{\circ} \text{C} \leq$	température Max	$\leq 75^{\circ} \text{C}$
Mauvais	si		température Max	$> 75^{\circ} \text{C}$

Selon l'échelle d'évaluation de comportement thermique, les paires d'engrenages se classent ainsi :

Bon :	HDPE+40%Fb
Moyen :	HDPE+30%Fb
Mauvais :	HDPE+20%Fb, HDPE+10%Fb, HDPE.

Par rapport à l'échelle de mesure de l'échauffement, la classe bonne ne contient que le HDPE+40%Fb, et la classe moyenne contient seulement le HDPE+30%Fb, les matériaux HDPE+20%Fb, HDPE+10%Fb et HDPE ils se situent dans la classe mauvaise.

IV.2.2 Usure

La corrélation des résultats de la perte de masse Δm avec les valeurs de couple conservé F_{rac} (tableau IV-4) a permis de choisir trois plages constituant l'échelle de mesure de performance à l'usure (perte de masse) comme suit :

Bon	si		F_{rac}	$> 90 \%$
Moyen	si	$85 \% \leq$	F_{rac}	$\leq 90 \%$
Mauvais	si		F_{rac}	$< 85 \%$

D'après l'échelle de comportement en usure, les paires d'engrenages se classent de la façon suivante :

Bon : HDPE+40%Fb.

Moyen : HDPE+30Fb, HDPE+20%Fb.

Mauvais : HDPE+10%Fb, HDPE.

Par rapport à l'échelle de mesure de l'usure, la classe "bon" contient seulement le HDPE+40%Fb comme dans le cas de l'échelle de mesure d'échauffement. Cependant, la classe moyenne contient le HDPE+30%Fb et le HDPE+20%Fb est classé mauvais par rapport à l'échauffement. Le HDPE+10%Fb et HDPE figurent dans la classe "mauvais" par rapport à l'usure comme à l'échauffement.

IV.2.3 MESURE DE LA PERFORMANCE COMBINÉE

Pour trouver les matériaux qui ont les meilleures performances en tribologie il faut combiner les deux échelles de mesure (échauffement et usure).

Bon : température Max $< 65^{\circ}\text{C}$ et $F_{\text{rac}} > 90\%$

Moyen : $65^{\circ}\text{C} \leq \text{température Max} \leq 75^{\circ}\text{C}$ et $85\% \leq F_{\text{rac}} \leq 90\%$

Mauvais : température Max $> 75^{\circ}\text{C}$ et $F_{\text{rac}} < 85\%$

La combinaison des deux échelles de mesure donne le classement suivant :

Bon : HDPE+40%Fb

Moyen : HDPE+30%Fb

Mauvais : HDPE+20%Fb, HDPE+10%Fb, HDPE.

De façon générale, le HDPE+40Fb est le seul matériau qui apparaît à la classe “bon” dans les deux échelles de mesure des performances ; dans la classe moyenne on trouve le HDPE+30Fb et HDPE+20%Fb, dans la classe “mauvais” on trouve le HDPE+10%Fb et HDPE qui sont considérés mauvais selon des deux échelles de mesure.

IV.3 ÉLABORATION DE MODELE DE RELATION ENTRE LE RENDEMENT ET LES PERFORMANCES DE TRIBOLOGIE

Dans cette partie on propose un modèle de relation pour évaluer le rendement des engrenages en composite de HDPE renforcé avec les fibres de bouleau via les performances tribo-mécaniques. Il s’agit de prédire le rendement mécanique basé sur la comparaison du couple de sortie par rapport au couple d’entrée d’un engrenage en ayant comme base de calcul la valeur de la perte de masse en pourcentage Δm des résultats des essais analytiques de tribologie.

$$F_{rac} = f(\Delta m) \quad (IV-3)$$

$$\forall N, \quad F_{rac} = \sum_{i=0}^n A_i (\Delta m)_S^i \quad (IV-4)$$

$$i = 0, 1, 2, \dots, n$$

Pour une valeur de S donnée

S = 1.79 %, 5.13 %, 10.53 %, et 22.22 % sont les valeurs utilisées dans ce mémoire

$$\Rightarrow F_{rac} = A_0 (\Delta m)_S^0 + A_1 (\Delta m)_S^1 + A_2 (\Delta m)_S^2 + \dots + A_n (\Delta m)_S^n \quad IV-5$$

$$F_{rac}(T_i) = A_0 + A_1 (\Delta m)_S + A_2 (\Delta m)_S^2 \quad (IV-6)$$

Avec :

$$F_{rac}(T_i = 2N.m, 4N.m, 5N.m) \quad \text{et} \quad \Delta m_{S_i} (F_{appli.} = 238N, 287N, 336N)$$

On obtient un système d’équations avec trois variables A_0, A_1, A_2 .

F_{rac} : Couple conservé (rendement)

$F_{appli.}$: Force normale appliquée sur la paire de disques

T_i : Couple initial

N : Vitesse de rotation en [tr/min]

S : Taux de glissement

- Détermination des valeurs des constants A_0, A_1, A_2 pour le cas de HDPE+40%Fb, lorsque :

$$N = 500 \text{ tr/min} \Rightarrow \begin{cases} A_0 = 97.42 \\ A_1 = -1.57 \\ A_2 = -0.24 \end{cases}$$

$$N = 1000 \text{ tr/min} \Rightarrow \begin{cases} A_0 = 96.82 \\ A_1 = -0.47 \\ A_2 = -0.39 \end{cases}$$

$$N = 1500 \text{ tr/min} \Rightarrow \begin{cases} A_0 = 95.07 \\ A_1 = -0.83 \\ A_2 = 0.18 \end{cases}$$

- Détermination des valeurs des constants A_0, A_1, A_2 moyennes :

$$\forall N, \begin{cases} A_0 = 96.44 \\ A_1 = -0.96 \\ A_2 = -0.15 \end{cases}$$

La détermination des constantes A_0, A_1 et A_2 pour chaque matériau permet d'utiliser l'équation (IV-6) proposée au-dessus avec les résultats de la perte de masse lors des essais de tribologie normalisés pour prédire le rendement des engrenages.

Il convient de noter que l'équation IV-4 est proposée en première approximation. Elle s'applique en effet dans le cas du CFN avec 40 % de fibres en particulier. Il est important de généraliser l'équation dans le futur pour trouver une équation qui tient compte du taux de fibres et aussi de la variation des taux de glissement S .

Il convient de noter que le rendement mécanique d'une paire roues dentées d'engrenage dépend plus de la géométrie et du nombre de dents et du rapport de transmission que de la charge appliquée et de la vitesse de rotation. Ainsi le fait de ne pas faire varier la variable F_{rac} (couple conservé) avec le couple initial appliquée ou la vitesse de rotation du banc d'essai ne devait pas influencer de façon notable l'expression de $F_{rac}(T_i) = f(\Delta m)$.

IV.4 DISCUSSION

Après la présentation des résultats d'essais effectués sur les deux configurations de tests avec les échantillons en composites HDPE/fibres de bouleau (engrenage cylindrique droit et disques normalisés), le but par la suite est d'analyser et de comparer les résultats de la variation de la perte de masse Δm , la perte de couple F_{rac} , le comportement thermique et l'évolution du coefficient de frottement, pour élaborer un modèle de relation et une méthode d'évaluation des performances énergétiques des engrenages en évaluant le rendement via les performances tribo-mécaniques.

Si on compare le comportement thermique des deux configurations d'essai, on peut remarquer la différence importante entre les températures maximales de la zone de contact : les températures sont plus élevées dans la configuration d'essai disque sur disque par rapport à celles des engrenages en fonctionnement réel simulé. Cette différence importante peut être expliquée par la géométrie de chaque configuration ; dans le cas d'engrenages, la surface de contact plus grande par rapport à celle de la paire de disques, permet plus de transfert de chaleur par convection pendant le fonctionnement et le glissement est moins important.

Les pourcentages de perte de masse dans les deux configurations de tests différents quelque peu en ampleur. Cependant, l'utilisation de la configuration de test de disque contre disque pour étudier les performances de tribologie en simulant le contact de roulement / glissement rencontré dans les engrenages est possible, parce que les tendances des performances de chaque type de matériau sont généralement similaires dans les deux types de configuration de tests.

Les valeurs du coefficient du frottement les plus stables en fonction de taux de glissement ont été enregistrées avec les paires d'engrenages en HDPE40Fb et les paires en HDPE30Fb.

Le coefficient du frottement mesuré varie entre 0,1 et 0,2 en fonction des conditions d'essai et du matériau, comparé à 0.29 pour HDPE vierge dans la littérature. La valeur de coefficient du frottement est fortement influencée par la vitesse de glissement ; cependant, l'influence de la charge est moins importante.

CHAPITRE V - CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

V.1 RÉCAPITULATION

La réalisation de ce mémoire est considérée comme un état d'avancement pour caractériser le comportement en tribologie des engrenages en composites renforcés par des fibres de bouleau. Ce travail est réalisé dans le cadre des activités du Centre de Recherche sur les Matériaux Lignocellulosiques, de l'UQTR devenue I² E³ (Institut d'Innovation en Ecomatériaux, Écoproduits et Ecoénergies à base de biomasse).

Au chapitre I, on a commencé par une introduction générale sur les matériaux plastiques et leurs composites de fibres naturelles, applications et opportunités de développement, etc. suivi par une présentation de la problématique à cet égard ; ensuite l'objectif principal et les objectifs secondaires ont été présentés.

Le chapitre II a été consacré à la recherche bibliographique qui a permis de passer en revue les travaux existants dans le domaine de la tribologie des engrenages pour mieux comprendre le fonctionnement et les phénomènes associés à l'usure et échauffement des thermoplastiques et leurs composites de fibres naturelles.

Dans le chapitre III, la méthodologie utilisée pour atteindre les objectifs fixés a été présentée en détail, en commençant par l'élaboration des mélanges des composites étudiés, la méthode de fabrication de différentes éprouvettes via le moulage par thermocompression, ensuite les montages et les plans des deux configurations d'essais expérimentaux effectués.

Au chapitre IV, les différents résultats de perte de masse des éprouvettes ont été présentés sous forme de tableaux et graphiques pour les deux configurations d'essai ; le comportement thermique des composites HDPE renforcés par des fibres de bouleau a été présenté sous forme d'histogrammes et graphes, l'évolution de coefficient du frottement en fonction de certains paramètres est illustrée sous forme de graphiques.

En suite la corrélation entre les résultats de perte de masse Δm et la perte de couple F_{rac} des deux configurations d'essais a permis d'établir les échelles de classement des matériaux étudiés et de mettre au point une méthode d'évaluation des performances énergétiques des engrenages en évaluant le rendement via les performances tribo-mécaniques.

Finalement, le chapitre V conclut en faisant rappeler les résultats importants obtenus de ce projet, les points critiques et les recommandations pour les travaux de recherche à venir.

V.2 CONCLUSIONS

A la lumière des divers éléments d'observation et d'analyse présentés à la section V.1, il peut être conclu :

La méthode de mise en forme des éprouvettes par moulage a été présentée.

Un modèle de relation pour l'évaluation des performances énergétiques des engrenages en évaluant le rendement via les performances tribo-mécaniques a été proposé.

Il n'y a pas une forte corrélation entre les résultats des tests sur les paires de disques et ceux sur les engrenages, car les taux d'usure diffèrent quelque peu en ampleur. Cependant, les tendances dans la performance de chaque type de matériau sont similaires dans les deux types de configuration de tests, cela permet l'utilisation de la configuration de test de disque contre disque comme guide pour le contact de roulement / glissement rencontré dans les engrenages.

Le comportement tribologique du HDPE renforcé par des fibres de bouleau est étudié. Pour cela, un banc d'essai pour engrenages et une machine tribomètre TE53 reproduisant les conditions de contact d'un engrenage sont utilisés. Il est possible d'obtenir une valeur du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement, de la température, de la charge et de la vitesse de roulement.

Les résultats obtenus montrent en général, l'influence importante de fibres de bouleau sur les propriétés tribo-mécaniques des composites HDPE/Fibres de bouleau.

Les meilleures performances tribo-mécaniques ont été obtenues en particulier avec le composite HDPE+40%Fb suivi par le HDPE+30%Fb.

La plage de variation de coefficient du frottement des matériaux composites HDPE renforcé par des fibres de bouleau il a été déterminé entre 0.1 et 0.2 dans les différentes conditions de contact de roulement / glissement combiné. Cela correspond très bien avec la plage de variation de coefficient du frottement de polyéthylène à haute densité qui est considéré relativement faible.

Les valeurs de coefficients de frottement plus stable en fonction de taux de glissement ont été enregistrées avec les paires d'engrenages en HDPE+40Fb et les paires en HDPE+30Fb.

La température maximale de la zone de contact des engrenages en HDPE+40%Fb augmente de 1.3%, 4.2%, 4.8% et 8.6% respectivement pour les couples 2 N.m, 4 N.m, 5N.m et 6N.m quand la vitesse de rotation augmente de 1000 tr/min à 1500 tr/min.

La température maximale décroît au fur et à mesure qu'on s'approche du centre de l'engrenage.

V.3 RECOMMANDATIONS ET PERSPECTIVES DE LA RECHERCHE

Le présent travail de recherche laisse une certaine marge de manœuvre aux futurs chercheurs pour explorer d'autres aspects des engrenages en plastiques généralement et les engrenages en composites de polymères. Certaines recommandations pour la recherche future incluent:

Fabriquer les engrenages en composites par injection, cette méthode qui est celle derrière le succès des engrenages en plastiques et leurs composites. L'utilisation de cette méthode permet de fabriquer de grandes quantités d'ordre industriel, améliorer l'homogénéisation de matériau et à la fois d'éliminer les défauts de forme.

Afin établir la relation entre les résultats des deux configurations de tests, une variété de matériaux devraient être testés à la fois en tant qu'engrenages et lors d'essais de contact

roulement / glissement combiné à double disque ; cela permet de comprendre aussi complètement que possible l'influence des charges de contact et la déformation des dents sur les performances de tribologie.

Effectuer des essais en utilisant des combinaisons des différents matériaux de roue menée et menante en composites polymères, pour développer le modèle de relation d'évaluation de rendement via les performances tribo-mécaniques.

Mesurer la variation de profondeur d'usure de profil de dent au cours du fonctionnement et tracer les courbes d'évolution de taux d'usure pour mieux comprendre le phénomène d'usure des composites. La technique de mesure par coordonnées est capable de fournir des informations détaillées sur les taux d'usure des engrenages en fonction de la charge, de la vitesse de glissement et du taux de glissement.

Références

- [1] PlasticsEurope. (novembre 2015). *Production mondiale de matières plastiques de 2002 à 2014 (en millions de tonnes)*. Available: <https://fr.statista.com/statistiques/615687/fabrication-de-plastique-dans-le-monde/>
- [2] R. M. Rowell, A. R. Sanadi, D. F. Caulfield, and R. E. Jacobson, "Utilization of natural fibers in plastic composites: problems and opportunities," *Lignocellulosic-plastic composites*, pp. 23-51, 1997.
- [3] N. Wright and S. Kukureka, "Wear testing and measurement techniques for polymer composite gears," *Wear*, vol. 251, no. 1-12, pp. 1567-1578, 2001.
- [4] T. Hirogaki, E. Aoyama, T. Katayama, S. Iwasaki, Y. Yagura, and K. Sugimura, "Design systems for gear elements made of cotton fiber-reinforced plastics," *Composite structures*, vol. 66, no. 1, pp. 47-52, 2004.
- [5] K. Mao, "A new approach for polymer composite gear design," *Wear*, vol. 262, no. 3-4, pp. 432-441, 2007.
- [6] J. Moder, F. Grün, F. Summer, M. Kohlhauser, and M. Wohlfahrt, "Application of high performance composite polymers with steel counterparts in dry rolling/sliding contacts," *Polymer Testing*, vol. 66, pp. 371-382, 2018.
- [7] K. Mao, W. Li, C. Hooke, and D. Walton, "Polymer gear surface thermal wear and its performance prediction," *Tribology International*, vol. 43, no. 1-2, pp. 433-439, 2010.
- [8] A. Bravo, D. Koffi, L. Toubal, and F. Erchiqui, "Life and damage mode modeling applied to plastic gears," *Engineering Failure Analysis*, vol. 58, pp. 113-133, 2015.
- [9] S. Senthilvelan and R. Gnanamoorthy, "Condition monitoring of nylon and glass filled nylon gears," in *Proceedings 11th National Conference on Machines and Mechanics*, 2003, p. 278.
- [10] H. J. FRÊNE, "Introduction à la tribologie-tri100," *Techniques de l'Ingénieur*, 2011.
- [11] N. Tsukamoto, "Argument on plastic gears for power transmission," *JSME international journal. Ser. C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing*, vol. 38, no. 1, pp. 1-8, 1995.
- [12] W. Li, A. Wood, R. Weidig, and K. Mao, "An investigation on the wear behaviour of dissimilar polymer gear engagements," *Wear*, vol. 271, no. 9, pp. 2176-2183, 2011.

- [13] K. Mao, W. Li, C. Hooke, and D. Walton, "Friction and wear behaviour of acetal and nylon gears," *Wear*, vol. 267, no. 1, pp. 639-645, 2009.
- [14] M. Harrass, K. Friedrich, and A. Almajid, "Tribological behavior of selected engineering polymers under rolling contact," *Tribology International*, vol. 43, no. 3, pp. 635-646, 2010.
- [15] G. Henriot, "Traité théorique et pratique des engrenages," 1975.
- [16] C. McC. Ettles and J. H. Shen, "The influence of frictional heating on the sliding friction of elastomers and polymers," *Rubber Chemistry and Technology*, vol. 61, no. 1, pp. 119-136, 1988.
- [17] S. Zhang, "State-of-the-art of polymer tribology," *Tribology International*, vol. 31, no. 1, pp. 49-60, 1998.
- [18] O. Faruk, A. K. Bledzki, H.-P. Fink, and M. Sain, "Biocomposites reinforced with natural fibers: 2000–2010," *Progress in polymer science*, vol. 37, no. 11, pp. 1552-1596, 2012.
- [19] F. Michaud, "Rhéologie de panneaux composites bois/thermoplastiques sous chargement thermomécanique: aptitude au postformage," *faculté de foresterie et de géomatique université laval québec, canada*, 2003.
- [20] R. Khelif, "Analyse de la rupture et évaluation de la durée de vie basée sur la fiabilité des tubes en polyéthylène pour le transport du gaz," Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II, 2007.
- [21] M. Abdelmouleh, S. Boufi, M. N. Belgacem, and A. Dufresne, "Short natural-fibre reinforced polyethylene and natural rubber composites: effect of silane coupling agents and fibres loading," *Composites science and technology*, vol. 67, no. 7-8, pp. 1627-1639, 2007.
- [22] D. Hull and T. Clyne, *An introduction to composite materials*. Cambridge university press, 1996.
- [23] D. C. Nguyen, "Caractérisation de l'interface fibre/matrice: application aux composites polypropylène/chanvre," Troyes, 2016.
- [24] K. Dearn, S. Kukureka, and D. Walton, "Engineering polymers and composites for machine elements," *Chapter*, vol. 14, pp. 470-505, 2009.
- [25] V. V. Do Thi, "Matériaux composites à fibres naturelles/polymère biodégradables ou non," Université de Grenoble, 2011.
- [26] A. Le Duc, "Comportement et rupture de fibres cellulosiques lors de leur compoundage avec une matrice polymère," Paris, ENMP, 2013.
- [27] Y. Xie, C. A. Hill, Z. Xiao, H. Militz, and C. Mai, "Silane coupling agents used for natural fiber/polymer composites: A review," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 41, no. 7, pp. 806-819, 2010.

- [28] M. Godet, "The third-body approach: a mechanical view of wear," *Wear*, vol. 100, no. 1-3, pp. 437-452, 1984.
- [29] Y. Berthier, "Mécanisme et tribologie," Villeurbanne, INSA, 1988.
- [30] D. Landolt, S. Mischler, and M. Stemp, "Electrochemical methods in tribocorrosion: a critical appraisal," *Electrochimica acta*, vol. 46, no. 24-25, pp. 3913-3929, 2001.
- [31] G. Stachowiak and A. W. Batchelor, *Engineering tribology*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [32] C. Hooke, S. Kukureka, P. Liao, M. Rao, and Y. Chen, "The friction and wear of polymers in non-conformal contacts," *Wear*, vol. 200, no. 1-2, pp. 83-94, 1996.
- [33] S. Kukureka, C. Hooke, M. Rao, P. Liao, and Y. Chen, "The effect of fibre reinforcement on the friction and wear of polyamide 66 under dry rolling-sliding contact," *Tribology International*, vol. 32, no. 2, pp. 107-116, 1999.
- [34] Y. Chen, S. Kukureka, C. Hooke, and M. Rao, "Surface topography and wear mechanisms in polyamide 66 and its composites," *Journal of materials science*, vol. 35, no. 5, pp. 1269-1281, 2000.
- [35] A. Breeds, S. Kukureka, K. Mao, D. Walton, and C. Hooke, "Wear behaviour of acetal gear pairs," *Wear*, vol. 166, no. 1, pp. 85-91, 1993.
- [36] K. Hee and P. Filip, "Performance of ceramic enhanced phenolic matrix brake lining materials for automotive brake linings," *Wear*, vol. 259, no. 7-12, pp. 1088-1096, 2005.
- [37] M. Mosleh, P. J. Blau, and D. Dumitrescu, "Characteristics and morphology of wear particles from laboratory testing of disk brake materials," *Wear*, vol. 256, no. 11-12, pp. 1128-1134, 2004.
- [38] S. Senthilvelan and R. Gnanamoorthy, "Damping characteristics of unreinforced, glass and carbon fiber reinforced nylon 6/6 spur gears," *Polymer testing*, vol. 25, no. 1, pp. 56-62, 2006.
- [39] S. Senthilvelan and R. Gnanamoorthy, "Effect of rotational speed on the performance of unreinforced and glass fiber reinforced Nylon 6 spur gears," *Materials & design*, vol. 28, no. 3, pp. 765-772, 2007.
- [40] H. Düzcükoğlu, "Study on development of polyamide gears for improvement of load-carrying capacity," *Tribology International*, vol. 42, no. 8, pp. 1146-1153, 2009.
- [41] H. Düzcükoğlu, "PA 66 spur gear durability improvement with tooth width modification," *Materials & Design*, vol. 30, no. 4, pp. 1060-1067, 2009.

- [42] C. Hooke, K. Mao, D. Walton, A. Breeds, and S. Kukureka, "Measurement and prediction of the surface temperature in polymer gears and its relationship to gear wear," *Journal of tribology*, vol. 115, no. 1, pp. 119-124, 1993.
- [43] H. HACHEMANN and E. STRICKLE, "Reibung und verschleiß an der Gleitpaarung Polyamid/Stahl bei Trockenlauf," ed: Kunststoffe, 1969.
- [44] H. Blok, "The flash temperature concept," *Wear*, vol. 6, no. 6, pp. 483-494, 1963.
- [45] D. Koffi, R. Gauvin, and H. Yelle, "Heat generation in thermoplastic spur gears," *Journal of Mechanisms, Transmissions, and automation in Design*, vol. 107, no. 1, pp. 31-36, 1985.
- [46] P. L. Menezes, P. K. Rohatgi, and M. R. Lovell, "Tribology of Natural Fiber Reinforced Polymer Composites," in *ASME/STLE 2011 International Joint Tribology Conference*, 2011, pp. 341-343: American Society of Mechanical Engineers.
- [47] P. L. Menezes, P. K. Rohatgi, and M. R. Lovell, "Studies on the tribological behavior of natural fiber reinforced polymer composite," in *Green Tribology*: Springer, 2012, pp. 329-345.
- [48] N. El-Tayeb, "A study on the potential of sugarcane fibers/polyester composite for tribological applications," *Wear*, vol. 265, no. 1-2, pp. 223-235, 2008.
- [49] F. P. Bowden, F. P. Bowden, and D. Tabor, *The friction and lubrication of solids*. Oxford university press, 2001.
- [50] S. K. Sinha and B. J. Briscoe, *Polymer tribology*. World Scientific, 2009.
- [51] R. L. Jackson and I. Green, "A statistical model of elasto-plastic asperity contact between rough surfaces," *Tribology International*, vol. 39, no. 9, pp. 906-914, 2006.
- [52] A. Bush, R. Gibson, and T. Thomas, "The elastic contact of a rough surface," *Wear*, vol. 35, no. 1, pp. 87-111, 1975.
- [53] S. Bahadur, "The development of transfer layers and their role in polymer tribology," *Wear*, vol. 245, no. 1-2, pp. 92-99, 2000.
- [54] M. Kurokawa, Y. Uchiyama, and S. Nagai, "Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced poly-ether-ether-ketone," *Tribology International*, vol. 32, no. 9, pp. 491-497, 1999.
- [55] M. Kurokawa, Y. Uchiyama, and S. Nagai, "Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced poly-ether-ether-ketone: Part 2," *Tribology International*, vol. 33, no. 10, pp. 715-721, 2000.
- [56] P. K. Singh and A. K. Singh, "An investigation on the thermal and wear behavior of polymer based spur gears," *Tribology International*, vol. 118, pp. 264-272, 2018.

- [57] M. Kalin and A. Kupec, "The dominant effect of temperature on the fatigue behaviour of polymer gears," *Wear*, vol. 376, pp. 1339-1346, 2017.
- [58] W. Handbook, "Wood Handbook-Wood as an engineering material," *US Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, Madison, WI, USA. Gen. Tech. Rep. FPL-GTR-113*, vol. 463, 1999.
- [59] M. Deepthi, M. Sharma, R. Sailaja, P. Anantha, P. Sampathkumaran, and S. Seetharamu, "Mechanical and thermal characteristics of high density polyethylene–fly ash cenospheres composites," *Materials & Design*, vol. 31, no. 4, pp. 2051-2060, 2010.